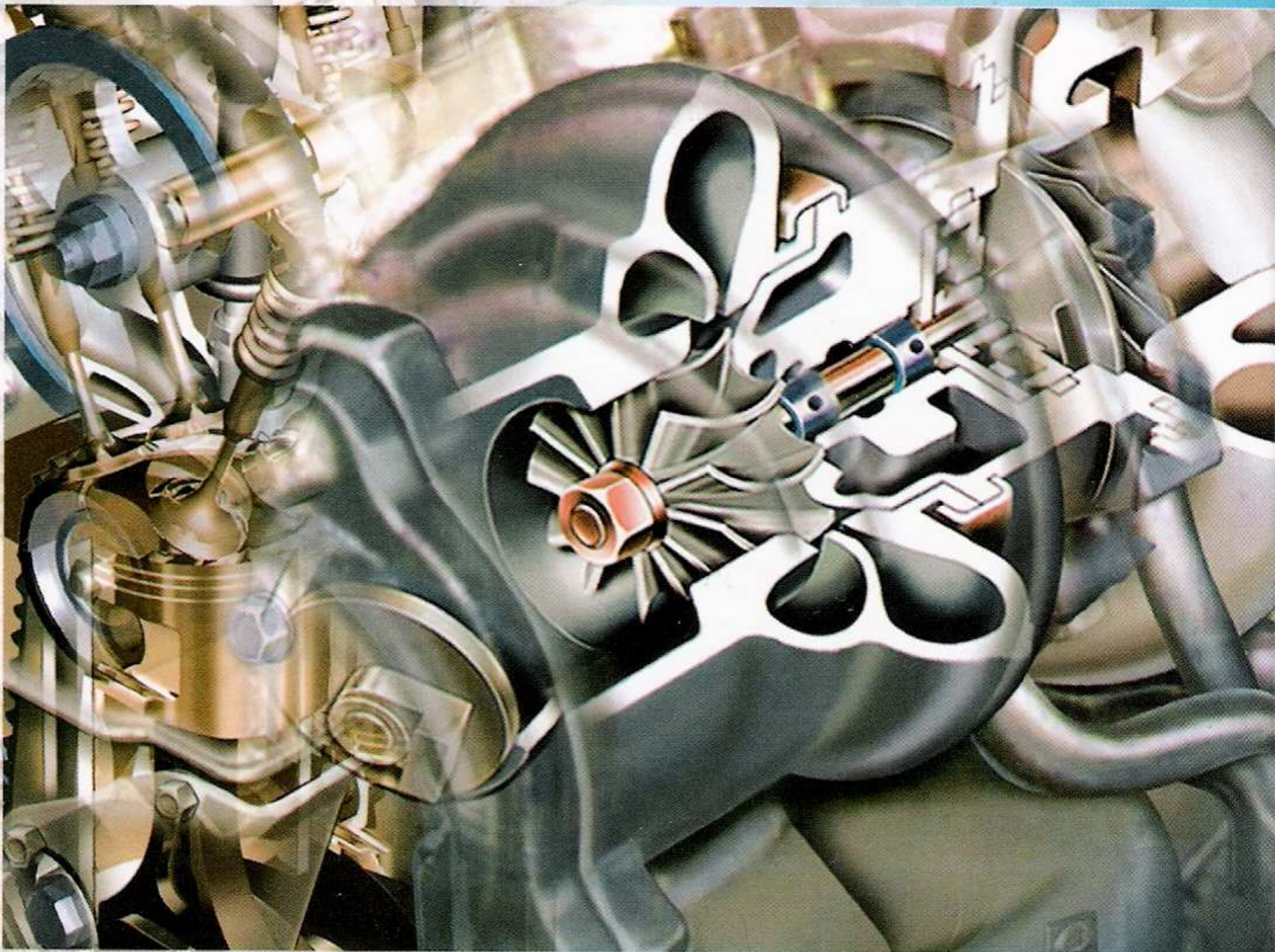
POJAZDY SAMOCHODOWE

Doładowanie silników



Janusz Mysłowski

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

a — prędkość dźwięku,
a_1 — miejscowa prędkość dźwięku,
a_c — prędkość dźwięku czynnika w cylindrze,
c_p — ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,
d_d — średnica rury dolotowej,
D — średnica cylindra, zadymienie spalin
DMP — dolne martwe położenie tłoka,
f — częstotliwość wymuszania drgań własnych,
f_{max} — wolny przekrój przepływowy zaworu dolotowego,
F — pole przekroju rury dolotowej, wylotowej,
g — przyspieszenie ziemskie,
G_g — masa gazu,
GMP — górne martwe położenie tłoka,
G_{rz} — rzeczywista ilość powietrza,
G_t — teoretyczna ilość powietrza,
G_{zr} — zredukowana ilość (masa) powietrza,
i — liczba cylindrów,
k — współczynnik charakteryzujący cechy konstrukcyjne silnika i stosowane paliwo, krotność występowania fali,
K_1 do K_{10} — liczby kryterialne Brandstettera,
L — długość przewodu wylotowego, dyfuzora,
L_d — długość rury dolotowej,
m — masa, rząd harmonicznej,
m_{pow} — masa powietrza,
m_{rz} — masa rzeczywista zassanego czynnika,
m_{sp} — masa spalin,
n — prędkość obrotowa silnika,
p — ciśnienie,
p_a — ciśnienie końca napełnienia,
p_c — ciśnienie w cylindrze przy otwartym zaworze dolotowym,
p_d — ciśnienie doładowania,
p_o — ciśnienie otoczenia,
p_r — ciśnienie spalin,
p_s — ciśnienie dolotu,
r — promień rury wylotowej, promień wykorbienia,
R — stała gazowa,
R_{pow} — stała gazowa powietrza,

R_{sp} — stała gazowa spalin,
s — skok tłoka,
T — temperatura bezwzględna,
T_a — temperatura końca napełnienia,
T_o — temperatura otoczenia,
T_r — *temperatura spalin,*
T_s — temperatura na dolocie,
t_{ob} — czas obiegu pracy,
v — objętość jednego kilograma czynnika,
V — objętość,
V_c — objętość całkowita cylindra,
V_K — objętość komory spalania,
V_p — objętość przewodu dolotowego,
V_s — objętość skokowa cylindra,
V_{sp} — objętość spalin,
V_{ss} — objętość skokowa silnika,
w — prędkość powietrza w przewodzie dolotowym,
$w_{śr}$ — średnia prędkość przepływu czynnika przez przewód,
x — długość,
ZI — silnik o zapłonie iskrowym,
ZS — silnik o zapłonie samoczynnym,
α — kąt nachylenia tworzącej dyfuzora,
α_d — liczba przepływu przez zawór dolotowy,
α_w — liczba przepływu przy wlocie do rury,
α_{wst} — liczba przepływu wstecznego,
γ — współczynnik zanieczyszczenia, kąt pochylenia przylgni zaworu,
Δp_s — strata ciśnienia na dolocie,
Δp_o — przyrost ciśnienia otoczenia,
Δt — czas powrotu odbitego impulsu ciśnienia,
ΔT — przyrost temperatury czynnika,
κ — wykładnik izentropy,
ε — stopień sprężania,
η_c — sprawność całkowita,
η_i — sprawność indykowana,
η_m — sprawność mechaniczna,
η_V — współczynnik napełnienia,
λ — stosunek promienia korby do długości wykorbienia; współczynnik nadmiaru powietrza; współczynnik wykorzystania przekroju poprzecznego wirnika sprężarki,
φ_{do} — kąt otwarcia zaworu dolotowego przed GMP,
φ_{dz} — kąt zamknięcia zaworu dolotowego po DMP,
φ_w — kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi powrotu fali odbitej,
Φ_t — parametr spiętrzenia bezwładnościowego,
Θ_d — czas trwania impulsu podciśnienia w okresie napełnienia,
Θ_t — parametr spiętrzenia falowego,
Θ_w — kąt wyprzedzenia wtrysku,
ζ — współczynnik oporów przepływu, stosunek objętości układu dolotowego do objętości skokowej silnika,
π — spręż,
ρ — gęstość,
ρ_o — gęstość powietrza w otoczeniu,
ρ_p — gęstość powietrza w przewodzie,
ρ_{sp} — gęstość spalin,
ω — częstość drgań własnych.

1 ROZDZIAŁ

Wiadomości podstawowe

Uzyskanie jak najlepszych wskaźników pracy silnika spalinowego skupiało uwagę konstruktorów i badaczy od pierwszych lat jego powstania. Początkowo wyrażało się to dążeniem do zwiększenia mocy i sprawności ogólnej silnika. W miarę upływu czasu dążenia te stały się bardziej wyrafinowane i dotyczyły większej liczby parametrów roboczych silnika. Podstawowym problemem pozostała jednak poprawa napełnienia cylindra czynnikiem roboczym. Najprostszym sposobem zwiększenia ilości ładunku w cylindrze jest wprowadzenie go pod zwiększonym ciśnieniem i w nie zmienionej temperaturze, co powoduje zwiększenie jego gęstości, a tym samym masy w cylindrze. Zabieg ten przyjęto nazywać doładowaniem, a więc zwiększeniem napełnienia cylindra.

Rudolf Diesel, konstruktor pierwszego silnika wysokoprężnego, przeprowadził w latach 1893—1897 w wytwórni MAN próby doładowania silnika czterosuwowego. W roku 1896 zgłosił on patent: „Powiększenie mocy czterosuwowego silnika polega na tym, że powietrze potrzebne do spalania, z paliwem lub bez, zostaje zassane z odpowiedniego zbiornika, w którym zostało sprężone". Sprężanie powietrza odbywało się dzięki wykorzystaniu wewnętrznej strony tłoka, która pracowała jako sprężarka. Pierwsze próby doładowania silnika przeprowadzone w wytwórni MAN przez Diesla w roku 1897 nie dały oczekiwanych rezultatów, gdyż sprawność ogólna doładowanego silnika okazała się mniejsza niż silnika pracującego bez doładowania, co zniechęciło Diesla do dalszych prób [73].

Doładowanie charakteryzują następujące parametry:

ciśnienie doładowania p_d — ciśnienie, pod jakim znajduje się ładunek w cylindrze pod koniec suwu napełnienia; może być spowodowane działaniem sprężarki lub zjawiskami falowymi w przewodach dolotowych,

temperatura powietrza doładowującego t_{pd} — temperatura ładunku w cylindrze pod koniec suwu napełnienia,

spręż $\pi = \frac{p_d}{p_o}$ (dotyczy przede wszystkim sprężarek) — stosunek ciśnienia

doładowania do ciśnienia otoczenia, informujący o tym, w jakim stopniu powietrze zostało sprężone w urządzeniu doładowującym,

stopień doładowania STD — wyrażana w procentach informacja o tym, o ile moc silnika zwiększyła się w wyniku doładowania.

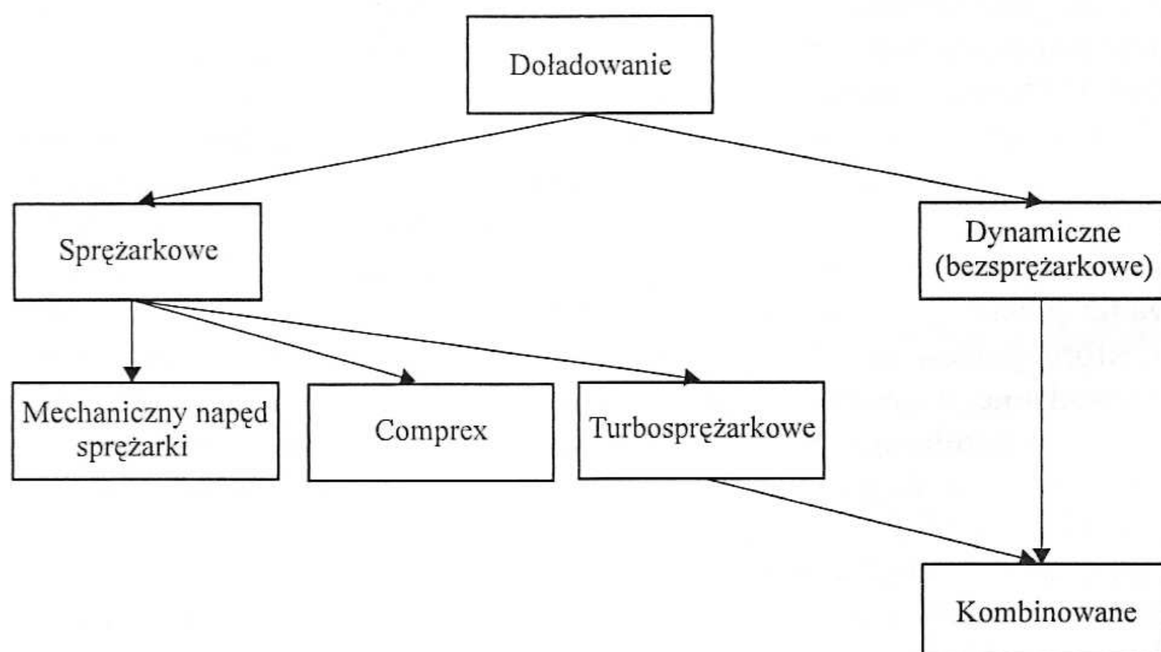
W ujęciu klasycznym [73] ze względu na ciśnienie powietrza doładowującego doładowanie można określić jako:

niskoprężne (niskie), $p_d \leq 150$ kPa, $p_e = 750 \div 900$ kPa — nie stosuje się chłodzenia powietrza doładowującego, nie jest konieczne wzmacnianie przekrojów części układu korbowego,

średnioprężne, $150 < p_d \leq 200$ kPa, $p_e = 900 \div 1200$ kPa — potrzebne jest chłodzenie powietrza doładowującego, a także wzmacnianie przekrojów części układu korbowego,

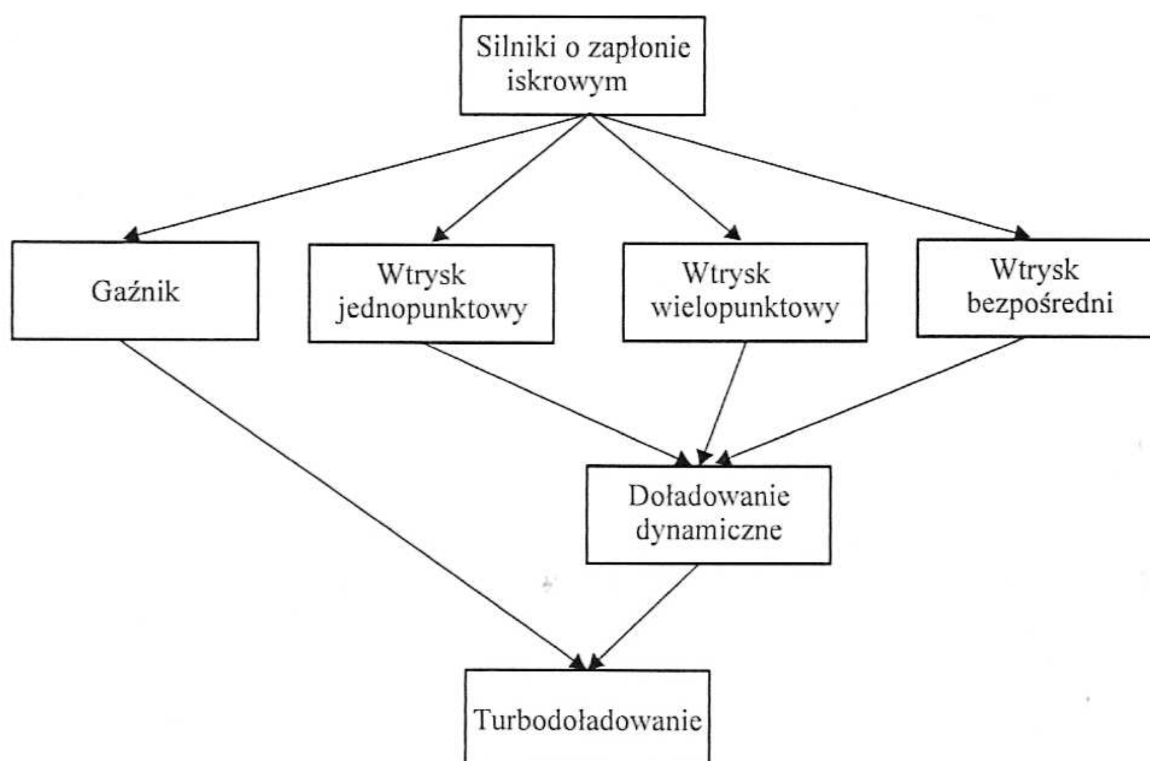
wysokoprężne (wysokie), $p_d > 200$ kPa, $p_e \geq 1200$ kPa — potrzebne jest chłodzenie powietrza doładowującego, a także wzmacnianie przekrojów części układu korbowego oraz chłodzenie tłoków natryskiem oleju od wewnątrz.

Bardzo istotnym parametrem silników trakcyjnych jest stopień doładowania. W przypadku silników konstruowanych jako wolnossące, których moc zwiększa się stosując doładowanie, nie przekracza on na ogół 30%, gdyż nie wymaga to wzmacniania elementów układu korbowego, a jednocześnie zapewnia silnikowi zachowanie wymaganej trwałości. Są też silniki konstruowane z myślą o doładowaniu wysokim, których stopień doładowania w stosunku do wersji podstawowej wynosi 100% (Leyland 500). Sposoby doładowania współczesnych silników spalinowych przedstawiono na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Współczesne sposoby doładowania

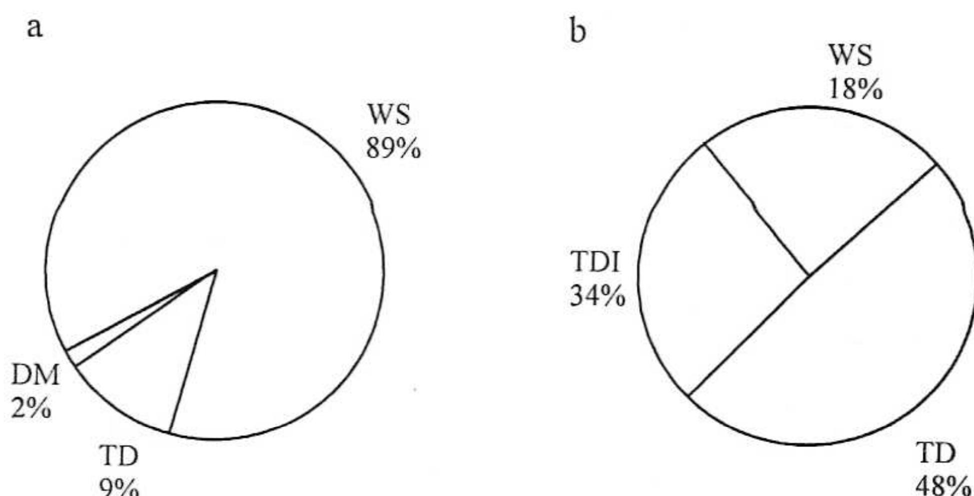
Stosowane obecnie sposoby doładowania silników o zapłonie iskrowym przedstawiono na rys.1.2. Silniki używane powszechnie do napędu samochodów osobowych charakteryzuje duża dojrzałość konstrukcyjna, dość duże zużycie



Rys. 1.2. Sposoby doładowania silników o zapłonie iskrowym

paliwa i duża toksyczność spalin. Prędkości obrotowe tych silników wahają się od 6000 do 7000 min^{-1}, co powinno zapewniać korzystne właściwości dynamiczne (zdolność do przyspieszania w zmiennych warunkach drogowych). Przystosowanie tych silników do warunków wymaganych w przyszłości rozpoczęto od poprawy dwóch parametrów wymienionych wcześniej, tj. zmniejszenia zużycia paliwa oraz toksyczności spalin, gdyż są one ściśle związane ze sobą. Im mniejsze będzie zużycie paliwa, tym mniej spalin będzie wydalanych do atmosfery, a tym samym mniej szkodliwych składników tych spalin. Ostre wymagania co do toksyczności spalin spowodowały konieczność odejścia od zasilania gaźnikowego na rzecz wtryskowego, tj. zmiany sposobu tworzenia mieszanki z ilościowego na jakościowy. Nie wdając się w szczegóły można stwierdzić, że uzyskano znaczny postęp w zakresie czystości spalin i ekonomiczności pracy silników. Dalszym zabiegiem było zastosowanie wtrysku wielopunktowego zamiast jednopunktowego (centralnego) i następnie wtrysku bezpośredniego do komory spalania w cylindrze. Wymagało to zastosowania w silnikach z wtryskiem doładowania dynamicznego jako reguły do zapewnienia prawidłowości tworzenia mieszanki palnej. Dalsze nadzieje wiąże się z powszechnym zastosowaniem turbodoładowania, tym bardziej że w silnikach gaźnikowych było ono również stosowane, choć w mniejszym stopniu (rys. 1.2). Możliwości dostosowania silników benzynowych do różnych sposobów doładowania przedstawiono schematycznie na rys. 1.2, a udział silników doładowanych w ogólnej ich liczbie — na rys. 1.3*a*.

Jak widać z rys. 1.3*a*, zdecydowana większość silników o zapłonie iskrowym to silniki, w których wykorzystuje się zasysanie naturalne (wliczono tu również doładowanie dynamiczne), a tylko nieznaczna część to silniki doładowane, przy



Rys. 1.3. Udział poszczególnych sposobów napełnienia silników [76]
a — silniki o zapłonie iskrowym, *b* — silniki o zapłonie samoczynnym
WS — wolnossący, DM — doładowany mechanicznie, TD — turbodoładowany, TDI — turbodoładowany, o wtrysku bezpośrednim

czym zwraca uwagę fakt, że stosuje się jeszcze doładowanie mechaniczne. Nieco inaczej przedstawia się sytuacja w odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym (rys. 1.3*b*).

Przedstawione na rys. 1.3 udziały silników o poszczególnych sposobach napełniania w grupie silników o zapłonie iskrowym i zapłonie samoczynnym zdecydowanie się różnią, co narzuca z góry podział na te dwie grupy. Silniki o zapłonie iskrowym są stosowane do napędu samochodów osobowych ewentualnie dostawczych (ale w niewielkim procencie), natomiast silniki o zapłonie samoczynnym są stosowane do napędu przede wszystkim samochodów ciężarowych i dostawczych, ale także coraz szerzej do samochodów osobowych.

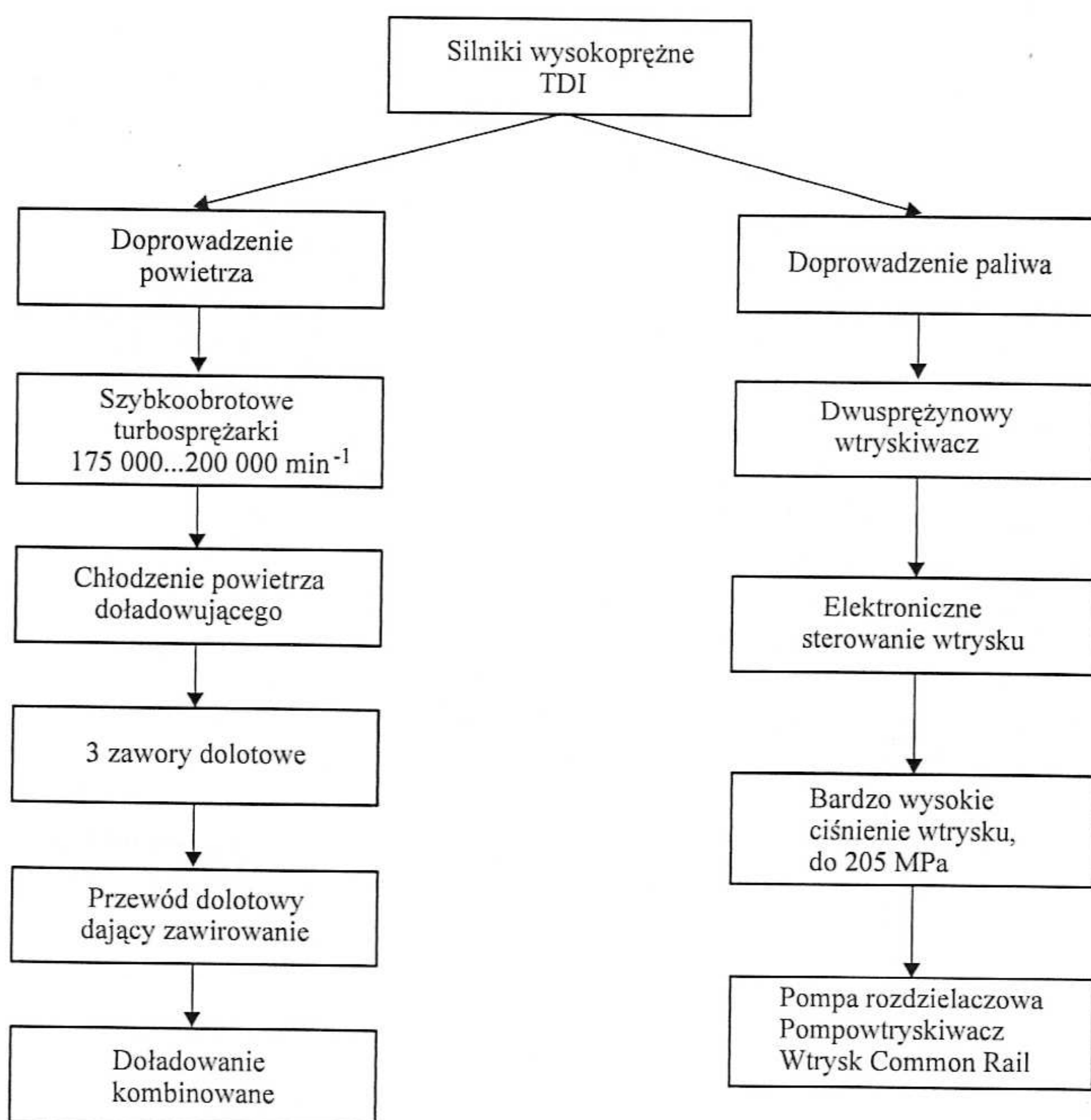
Do rozwiązania problemu zmniejszenia toksyczności oraz poprawy ekonomiczności w przypadku tych silników również konieczne było nowe podejście, odbiegające od tradycyjnych rozwiązań [39]. Silniki samochodów ciężarowych są przygotowane do sprostania zaostrzonym wymaganiom już od lat i w ich konstrukcji dokonał się znaczący postęp, wymuszony przez restrykcyjne przepisy z jednej strony oraz konieczność obniżenia kosztów zużycia paliwa z drugiej. Inna była sytuacja silników samochodów dostawczych i osobowych. Stosowano silniki wtryskowe, głównie z komorą wirową, które zapewniały uzyskiwanie prędkości obrotowych $4000 \div 5000\ \text{min}^{-1}$ przy łagodnym przebiegu spalania i względnie małej toksyczności spalin. Wadą tych silników w porównaniu z silnikami samochodów ciężarowych było dość duże zużycie paliwa. Ponieważ w silnikach o wtrysku bezpośrednim, stosowanych do napędu samochodów ciężarowych, było ono małe, postanowiono umożliwić stosowanie takich silników również w samochodach osobowych. Wymagało to usprawnienia systemu przygotowania mieszanki palnej i spalania tak, by uzyskać prędkości obrotowe $4500\ \text{min}^{-1}$ zamiast dotychczasowych $3000\ \text{min}^{-1}$. Zamierzenia te udało się spełnić w silnikach TDI (turbodoładowanych o bezpośrednim wtrysku paliwa; rys. 1.4). Otwarta pozosta-

wała sprawa właściwości dynamicznych silników i — co się z tym wiąże — napędzanych przez nie pojazdów. Dotyczyło to w mniejszym stopniu silników samochodów ciężarowych, ale problem ten narasta również, w związku ze znacznym zatłoczeniem dróg [40].

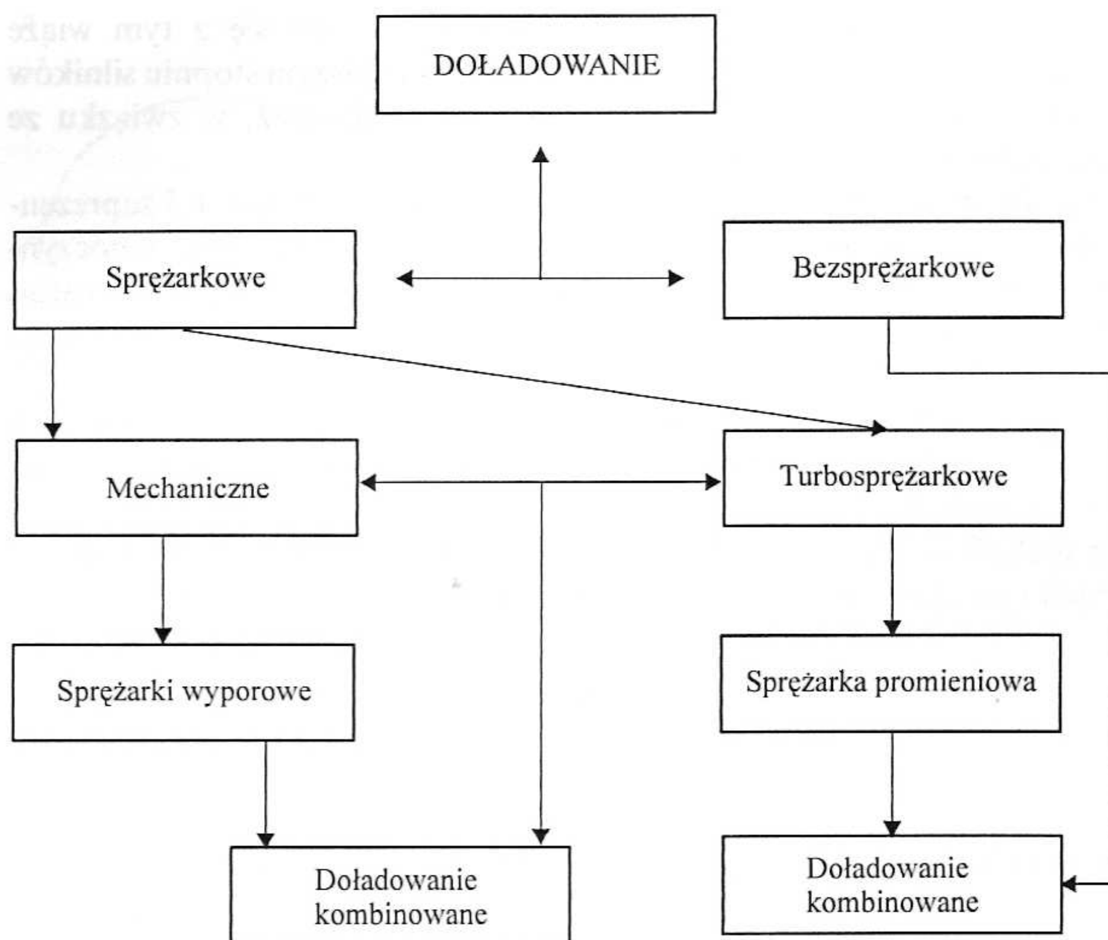
Nawiązując do schematu przedstawionego na rys. 1.1, na rys. 1.5 zaprezentowano sposoby doładowania współczesnych silników o zapłonie samoczynnym. Należy zwrócić uwagę na próby odrodzenia doładowania mechanicznego silników samochodów osobowych, związane z nadzieją na poprawę właściwości dynamicznych silnika.

Przedstawiona problematyka dotycząca doładowania silników spalinowych stosowanych do napędu pojazdów samochodowych i zagrożeń związanych z ich eksploatacją pozwala stwierdzić, że:

— silnik spalinowy skutecznie broni się jako źródło energii stosowane w samochodach i na razie nie widać alternatywnych rozwiązań,



Rys. 1.4. Sposób uzyskania bardzo dobrych parametrów przez silniki TDI



Rys. 1.5. Sposoby doładowania współczesnych silników o zapłonie samoczynnym

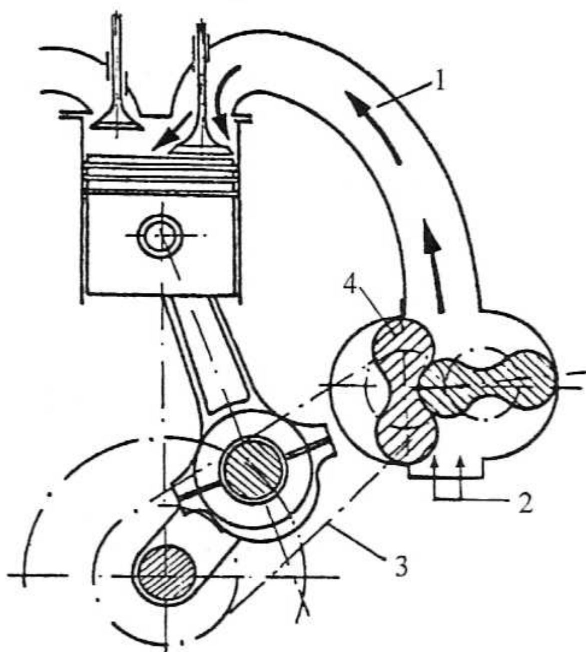
— należy dążyć do zminimalizowania jego szkodliwego oddziaływania na otoczenie, co — jak dotychczas — udaje się skutecznie realizować,
— wobec coraz większego zatłoczenia dróg należy zwrócić większą uwagę na problem elastyczności silników, która ma decydujący wpływ na elastyczność pojazdu, choć — jak widać w praktyce — w silnikach TDI problem ten jest skutecznie rozwiązany [40],
— aby zapewnić płynność ruchu, trzeba poszukiwać nowych rozwiązań organizacyjnych w postaci budowy autostrad bądź przewozów kombinowanych, wspólnych z transportem kolejowym czy żeglugą śródlądową; w tych środkach transportu te same silniki spalinowe zużywają relatywnie mniej paliwa i są mniej uciążliwe dla otoczenia, a doładowanie ich nastręcza znacznie mniej problemów niż w silnikach samochodowych, gdzie możliwości zabudowy są ograniczone.

2 ROZDZIAŁ

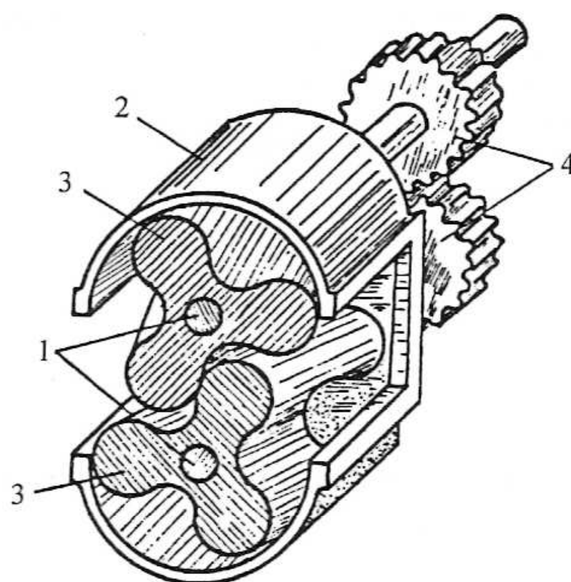
Doładowanie mechaniczne

Doładowanie mechaniczne jest to doładowanie, w którym sprężarka jest napędzana od wału korbowego silnika za pośrednictwem przekładni zębatej lub pasków klinowych. Między sprężarką a źródłem napędu (wałem korbowym silnika) istnieje zatem powiązanie mechaniczne, stąd nazwa tego sposobu doładowania (rys. 2.1).

W początkowym okresie prób nad tym sposobem doładowania stosowano sprężarki tłokowe i rotacyjne łopatkowe, lecz ze względu na znaczne wahania ciśnienia powietrza doładowującego, małą sprawność ogólną i skomplikowaną



Rys. 2.1. Schemat doładowania mechanicznego
1 — przewód dolotowy, *2* — wlot powietrza, *3* — napęd od wału korbowego, *4* — sprężarka Rootsa

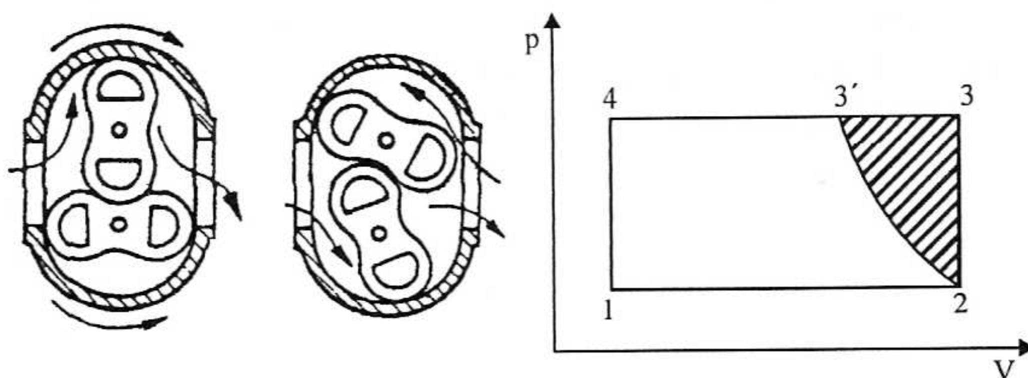


Rys. 2.2. Schemat budowy sprężarki Rootsa
1 — oś wirnika, *2* — obudowa sprężarki, *3* — wirniki, *4* — koła zębate napędu wirników

budowę nie znalazły one szerszego zastosowania. Dość powszechnie stosuje się sprężarki wirnikowe o poprzecznym lub osiowym przepływie powietrza, tj. sprężarki Rootsa i Lysholma. Zaletą tych sprężarek w porównaniu z tłokowymi i łopatkowymi jest praca ze znacznie większymi prędkościami obrotowymi i znacznie mniejsze wahania ciśnienia sprężonego powietrza. Budowę sprężarki Rootsa przedstawiono na rys. 2.2, a sposób działania i obieg porównawczy — na rys. 2.3.

Sprężarki wirnikowe mogą mieć wirniki dwu- lub trzyłopatkowe, przy czym w celu zwiększenia równomierności przepływu powietrza przez sprężarkę stosuje się pochylenie linii łopat. Prędkość obrotowa tych sprężarek nie powinna przekraczać 7000 min^{-1} (są napędzane od wału korbowego silnika z przełożeniem przyspieszającym), ze względu na znaczną hałaśliwość (prędkość obwodowa wirnika 50 m/s).

Sprężanie powietrza w sprężarce Rootsa odbywa się izochorycznie (rys. 2.3). Jej sprawność izentropowa wskutek izochorycznego sprężania nie jest największa i wynosi około 0,5÷0,7.



Rys. 2.3. Obieg porównawczy sprężarki Rootsa [56]

Przedstawiony obieg porównawczy jest obiegiem o sprężaniu izochorycznym, a więc przy stałej objętości czynnika. Przemiana *2-3* odpowiada wyrównaniu ciśnienia powietrza przemieszczanego wirnikiem z ciśnieniem powietrza znajdującego się w przewodzie tłocznym. Obszar zakreskowany stanowi zysk w porównaniu ze sprężaniem izentropowym lub izotermicznym realizowanym w sprężarkach tłokowych

Można ją obliczyć z zależności

$$\eta_{iz} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\pi - 1} \tag{2.1}$$

gdzie:

κ — wykładnik izentropy (dla powietrza równy 1,4, bo jest to adiabata odwracalna),

π — spręż.

Wynika z tego, że w miarę wzrostu sprężu π, sprawność izentropowa sprężarki maleje. Z tego powodu spręż stosowany w tych sprężarkach jest stosunkowo niewielki i wynosi 1,7÷1,8, nie przekraczając w najlepszych przypadkach 2,2. Sprawność mechaniczna sprężarek wyporowych wynosi 0,96÷0,98.

Przez pojęcie sprawności izentropowej należy rozumieć stosunek pracy zużytej na sprężenie czynnika do wymaganego ciśnienia (bez zmiany entropii czynnika) do pracy wydatkowanej w sprężarce rzeczywistej na sprężenie tej samej ilości czynnika, w tym samym zakresie ciśnień:

$$\eta_{iz} = \frac{L_{iz}}{L} = \frac{\Delta_{is}}{\Delta_i} \tag{2.2}$$

gdzie:
L_{iz} — praca izentropowego sprężania (teoretyczna) 1 kg czynnika,
L — praca sprężania 1 kg czynnika w sprężarce rzeczywistej,
Δ_{is} — izentropowy przyrost entalpii,
Δ_i — rzeczywisty przyrost entalpii.
Wartość L_{iz} można określić na podstawie wzoru

$$L_{iz} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_o \left(\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \tag{2.3}$$

gdzie:
κ — wykładnik izentropy dla danego czynnika,
R — stała gazowa czynnika.
Stąd pracę sprężania dowolnej ilości czynnika w rzeczywistej sprężarce określa się zależnością

$$L = L_{iz} \frac{m}{\eta_{iz}} \tag{2.4}$$

gdzie m — masa czynnika w kg.
Dla powietrza po podstawieniu wartości stałych otrzymuje się

$$L_{iz} = 1005 T_o (\pi^{0,285} - 1) \quad [\mathrm{J/kg}] \tag{2.5}$$

Przyrost temperatury powietrza w przypadku sprężania izentropowego można określić z zależności

$$\Delta T_s = L_{iz} \frac{\kappa - 1}{\kappa R} \quad [\mathrm{K}] \tag{2.6}$$

Dla powietrza

$$\Delta T_s = L_{iz}\, 0{,}0009955 \tag{2.7}$$

Rzeczywisty przyrost temperatury jest powiązany z wymienionymi parametrami zależnością

$$\Delta T_{rz} = \frac{\Delta_{Ts}}{\eta_{iz}} \tag{2.8}$$

Przyjmując, że sprężanie odbywa się wg politropy, której wykładnik jest znany, temperaturę sprężonego powietrza można określić z wzoru

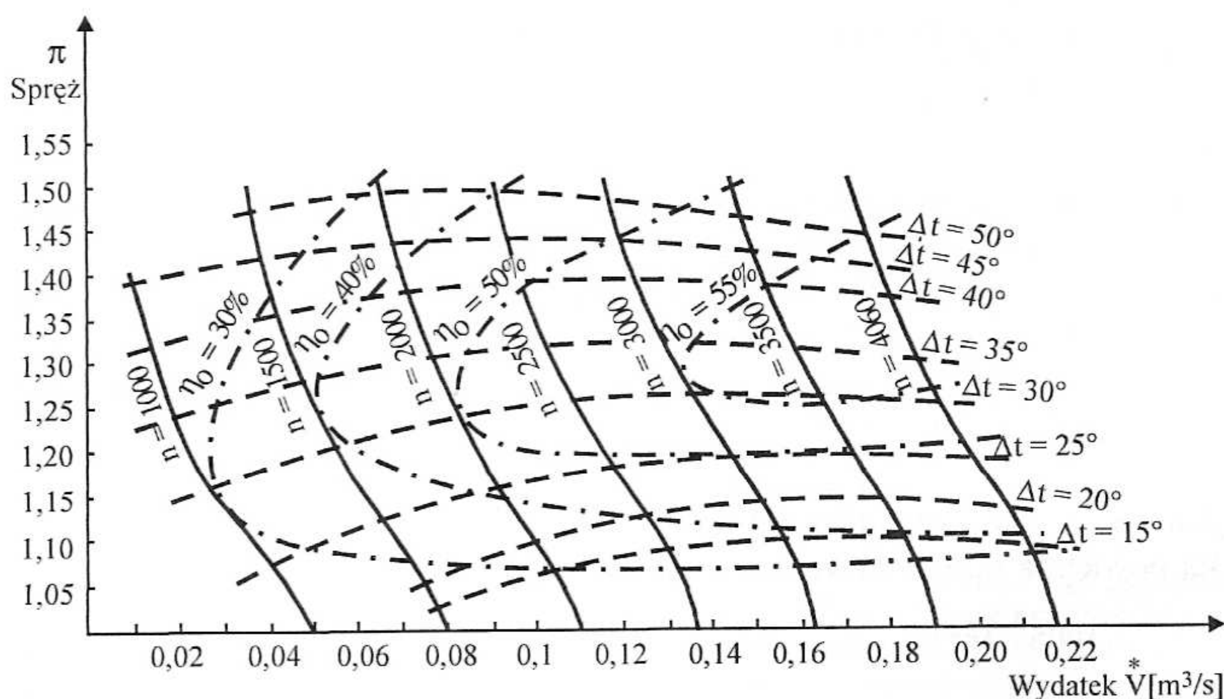
$$T_d = T_o \pi^{\frac{n-1}{n}} \quad [\text{K}] \tag{2.9}$$

gdzie n — wykładnik politropy.

Z kolei znając temperaturę początkową powietrza T_o i temperaturę po sprężeniu T_d można — przekształcając zależność (2.9) — określić wykładnik politropy w następujący sposób:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg T_d - \lg T_o}{\lg \pi} \tag{2.10}$$

Dobór sprężarki do wymaganych potrzeb odbywa się na podstawie jej charakterystyki. Charakterystykę sprężarki Rootsa stanowi układ krzywych we współrzędnych spręż-wydatek (rys. 2.4).



Rys. 2.4. Charakterystyka sprężarki Rootsa
Średnica wirnika $D = 148$ mm, długość wirnika $L = 254$ mm, kąt skręcenia łopat 60°

Krzywe wydatku przy stałej prędkości obrotowej na charakterystyce są pochylone w lewo, tym bardziej, im większy jest spręż. Jest to spowodowane nagrzewaniem się powietrza podczas sprężania, co uwidaczniają krzywe jego temperatury naniesione na charakterystykę. Aby właściwie dobrać sprężarkę do silnika, nanosi się wymagany przez silnik wydatek powietrza na charakterystykę sprężarki. Linia współpracy z silnikiem powinna przebiegać przez obszar największej sprawności sprężarki, a linie stałej prędkości obrotowej umożliwiają dobór właściwego przełożenia między sprężarką a silnikiem.

Wydatek sprężarki Rootsa można określić z zależności

$$V_K = 2\left(\frac{\pi D_o^2}{4} - F_w\right)\left(L\,\frac{n_K}{60}\,\eta_{VK}\right) \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{2.11}$$

gdzie:

D_o — średnica zewnętrzna wirnika, m,
F_w — pole przekroju poprzecznego wirnika, m^2,
π — stała ($\pi = 3{,}14$),
n_K — prędkość obrotowa sprężarki, min^{-1},
η_{VK} — współczynnik wydatku,
L — długość wirnika, m.

Wykorzystanie przekroju poprzecznego wirnika sprężarki określa się bezwymiarowym współczynnikiem

$$\lambda = \frac{\frac{\pi - D_o^2}{4} - F_w}{\frac{\pi D_o^2}{4}} = 1 - \frac{4F_w}{\pi D_o^2} \tag{2.12}$$

Podstawiając do wzoru (2.11) wyrażenie (2.12) otrzymuje się

$$V_K = 2\frac{\pi D_o^2}{4}\lambda L \frac{n_K}{60}\eta_{VK} \tag{2.13}$$

Dla wirników dwułopatkowych $\lambda = 0{,}49 \div 0{,}527$,
dla wirników trzyłopatkowych $\lambda = 0{,}53 \div 0{,}59$.
Zakładając proporcje w budowie wirnika $L = bD_o$, przy czym $b = 0{,}8 \div 1{,}5$ [11], otrzymuje się ostatecznie

$$V_K = \frac{\pi D_o^3}{2}\lambda b \frac{n_K}{60}\eta_{VK} \tag{2.14}$$

Uwzględniając fakt, że wykresem przebiegu sprężania zewnętrznego jest prostokąt (rys. 2.3), którego wysokość jest równa różnicy ciśnień, a podstawa odpowiada objętości początkowej, można wyznaczyć moc potrzebną do napędu sprężarki:

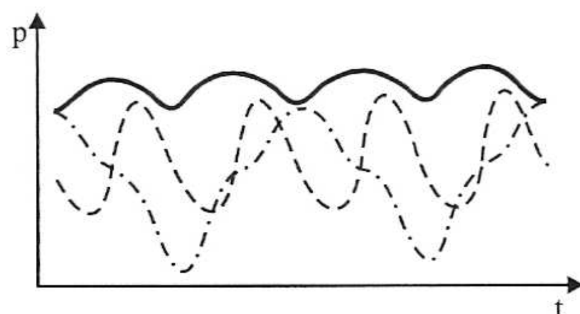
$$N_K = \frac{(p_d - p_o)\,V_K}{102\eta_m \eta_x} \tag{2.15}$$

gdzie:

p_d — ciśnienie powietrza po sprężeniu (ciśnienie doładowania),
p_o — ciśnienie otoczenia,
V_K — wydatek sprężarki,
η_m — sprawność mechaniczna sprężarki,
η_x — straty nieszczelności.

W równaniu tym pominięto straty rzeczywistego sprężania, poza stratami nieszczelności. W praktyce pozostałe straty ujmuje najczęściej sprawność mechaniczna sprężarki η_m. Nie jest to co prawda zupełnie ścisłe i nie odpowiada definicji tej sprawności, ale jest stosunkowo łatwe do wyznaczenia doświadczalnego. Poza tym wpływ dodatkowych strat jest stosunkowo niewielki.

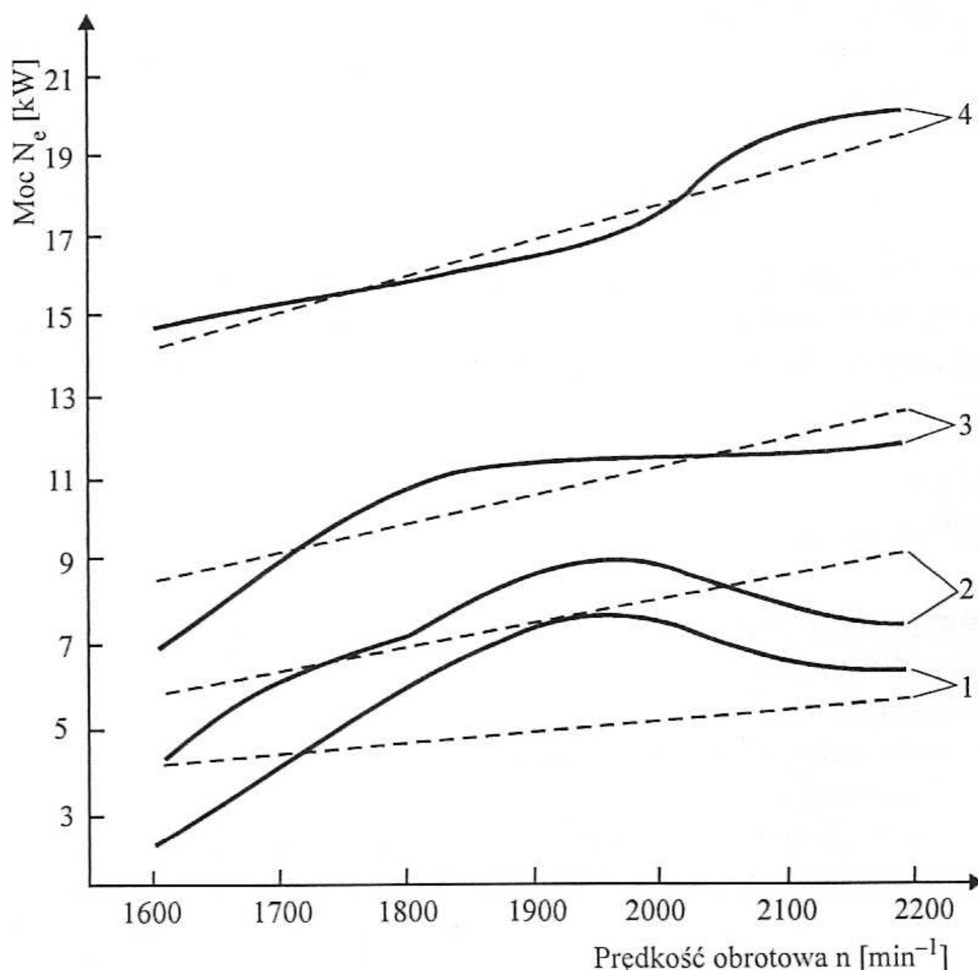
Przebieg parametrów charakteryzujących pracę sprężarki w czasie przedstawiono na rys. 2.5, a obliczony teoretycznie i rzeczywisty pobór mocy do



Rys. 2.5. Parametry pracy sprężarki Rootsa [13]
——— moment obrotowy potrzebny do napędu, —·—·— nacisk międzyzębny kół sprzęgających, ---- wydatek chwilowy

jej napędu — na rys. 2.6. Różnica między obliczonym a rzeczywistym zapotrzebowaniem mocy niezbędnej do napędu sprężarki Rootsa wynika ze znacznych wahań jej cyklu pracy (patrz rys. 2.5) oraz sposobu napędu.

W przypadku napędu paskami klinowymi (rys. 2.6) bardzo istotna jest praca gięcia tych pasków. I tak znacznie korzystniej jest napędzać sprężarkę dużą liczbą pasków o małym przekroju, gdyż wtedy praca gięcia jest znacznie mniejsza oraz mniejsze są straty poślizgu. Przy wyższym sprężu pobór mocy do napędu sprężarki znacznie mniej odbiega od wartości wyznaczonych teoretycznie niż ma to miejsce w przypadku sprężu mniejszego.



Rys. 2.6. Pobór mocy na napęd przez sprężarkę Rootsa [41]
------- teoretyczny, ——— rzeczywisty
1 — spręż 1,1; *2* — spręż 1,2; *3* — spręż 1,3; *4* — spręż 1,4

Zapotrzebowanie powietrza przez silnik można wyznaczyć z zależności [56]:

$$V_o = 35{,}4 \cdot 10^{-3} V_{ss} \pi^{\frac{1}{m}} n \eta_v \varphi \frac{1}{\rho_p} \tag{2.16}$$

gdzie:

V_{ss} — objętość skokowa silnika, dm^3,
m — wykładnik politropy sprężania,
n — prędkość obrotowa silnika, min^{-1},
η_v — współczynnik napełnienia silnika doładowanego,
φ — współczynnik przepłukania,
ρ_p — gęstość powietrza.

Tabl. 2.1. Parametry charakterystyczne silnika doładowanego mechanicznie

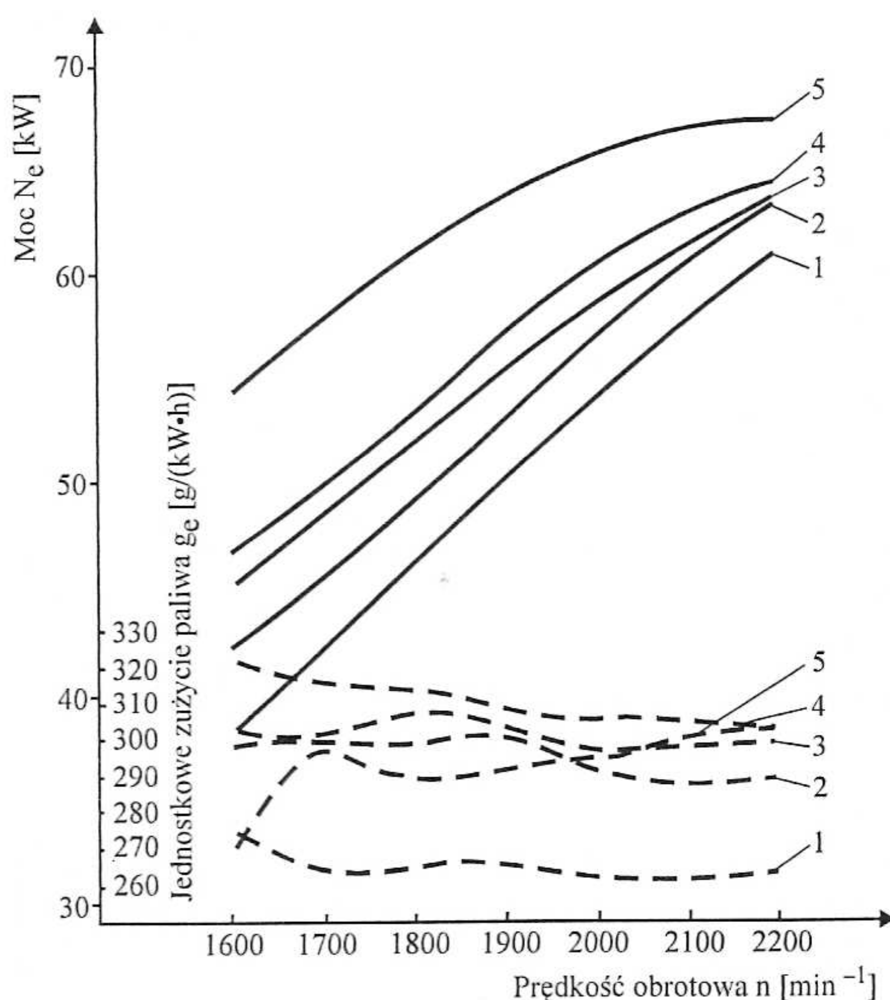
Spręż/ /Dawka paliwa	Moc efektywna N_e		Jednostkowe zużycie paliwa		Zadymienie spalin	Średnie ciśnienie efektywne	Sprawność ogólna
	brutto	netto	przy mocy efektywnej g_{eN}	minimalne $g_{e\,min}$	D	p_e	η_o
–/mm^3	kW	kW	g/(kW · h)	g/(kW · h)	jB.*)	MPa	%
bez d./47	—	60	262	258	2,0	0,61	32,8
1,1/54	68,8	62,7	288,3	288,3	2,0	0,72	29,8
1,2/57,5	70,3	63,1	299,2	296,5	2,0	0,74	28,7
1,3/60	75,1	63,5	304	304	2,0	0,79	28,4
1,4/63,1	85,5	66	306	268	1,0	0,96	28,1

*) jB. — jednostki Boscha.

Stopień doładowania silnika sprężarką Rootsa nie powinien przekraczać 45÷50%, ponieważ przy sprężu potrzebnym do większego wzrostu mocy praca sprężarki staje się nieekonomiczna. Potwierdzeniem tego stanu rzeczy mogą być wyniki uzyskane podczas doładowania mechanicznego silnika ciągnikowego o wtrysku bezpośrednim [41], których rezultaty przedstawiono na rys. 2.7 oraz w tablicy 2.1.

Analiza rysunku 2.7 oraz tablicy 2.1 wskazuje na to, że sprawność ogólna silnika doładowanego mechanicznie zmniejsza się, co było głównym powodem zaniechania stosowania tego sposobu doładowania, zwłaszcza w dobie kryzysu energetycznego. Stosuje się je jeszcze w silnikach pojazdów specjalnych i wojskowych, kiedy chodzi przede wszystkim o poprawę właściwości dynamicznych pojazdu, a względy ekonomiczne odgrywają drugorzędną rolę.

W wyniku sprężania rosną temperatura i ciśnienie powietrza doprowadzonego do cylindra, co pozwala na szybsze odparowanie wtryśniętego paliwa i skrócenie okresu opóźnienia samozapłonu. Do prawidłowej pracy silnika konieczne jest zatem zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku, a zależność ta



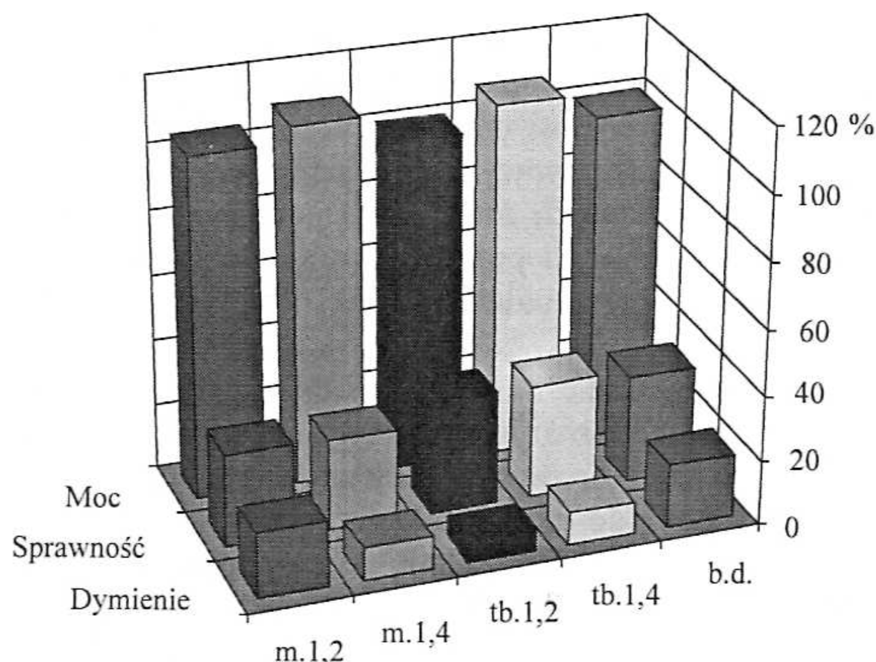
Rys. 2.7. Osiągi silnika wysokoprężnego o wtrysku bezpośrednim, doładowanego mechanicznie

------- jednostkowe zużycie paliwa, ——— moc

1 — silnik bez doładowania, *2* — spręż 1,1; *3* — spręż 1,2; *4* — spręż 1,3; *5* — spręż 1,4

została już wcześniej opisana w literaturze fachowej [73]. Podczas badań silnika wysokoprężnego o wtrysku bezpośrednim przeznaczonego do napędu pojazdów rolniczych stwierdzono, że jest konieczne zmniejszenie tego kąta o 1°OWK na każde 0,013 MPa nadciśnienia doładowania [41]. W ten sposób można było należycie wykorzystać energię powstałą w wyniku spalania wtryśniętego do cylindra paliwa, bez powstawania tzw. odbijania, związanego z uzyskaniem przez silnik maksymalnego ciśnienia spalania przed GMP.

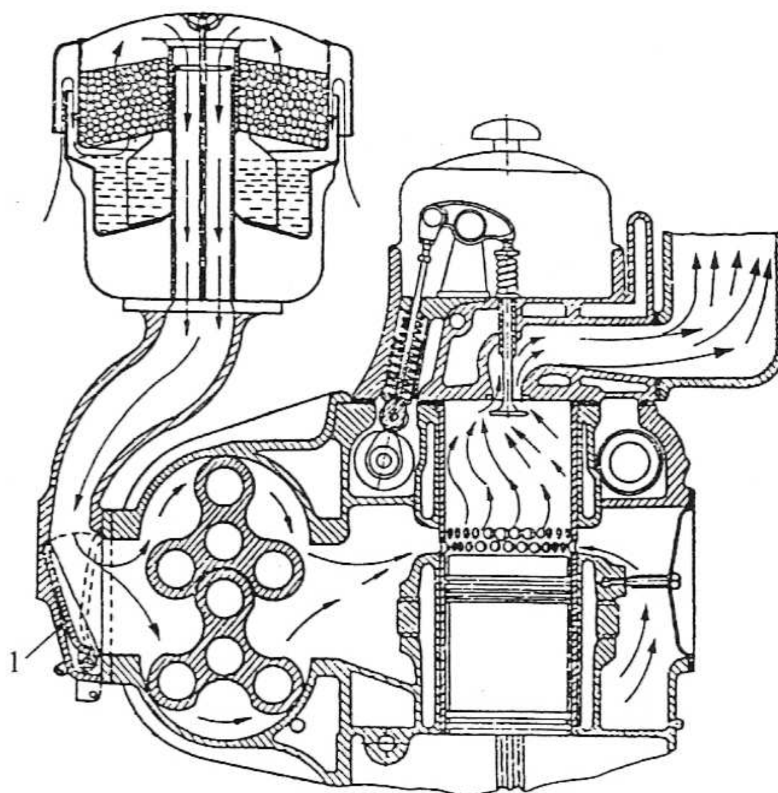
Przedstawione rezultaty dotyczyły silnika doładowanego mechanicznie za pomocą sprężarki Rootsa. Należy mieć przy tym na uwadze fakt, że w przypadku doładowania mechanicznego sprężarka reaguje natychmiast na zmianę prędkości obrotowej silnika, podając wymaganą ilość powietrza. Dzięki temu zadymienie spalin utrzymuje się na poziomie nie przekraczającym zadymienia silnika niedoładowanego. Świadczy to o korzystnym wpływie doładowania na proces tworzenia mieszanki palnej w silniku i to zarówno w wyniku zwiększonej turbulencji powietrza, jak i podwyższonej jego temperatury, co pozwala na lepsze odparowanie paliwa wtryśniętego do komory spalania. Porównanie



Rys. 2.8. Porównanie parametrów roboczych silnika o zapłonie samoczynnym, doładowanego różnymi sposobami
m.1,2 — doładowanie mechaniczne, spręż 1,2; m.1,4 — doładowanie mechaniczne, spręż 1,4; tb.1,2 — turbodoładowanie, spręż 1,2; tb.1,4 — turbodoładowanie, spręż 1,4; bd. — bez doładowania

parametrów roboczych silników doładowanego mechanicznie oraz turbodoładowanego przedstawiono na rys. 2.8.

Turbodoładowanie jest znacznie skuteczniejszym sposobem poprawy napełnienia silnika niż doładowanie mechaniczne, czego dowodem jest mniejsze zadymienie spalin. Zadymienie spalin przy sprężu 1,2 wynosi w przypadku



Rys. 2.9. Przekrój poprzeczny silnika JAZ-204 [12]
1 — pokrywa bezpieczeństwa

doładowania mechanicznego 20%, a w przypadku turbodoładowania 6%. Przy sprężu 1,4 dla obydwu rodzajów doładowania zadymienie wynosi po 10%. Różnica wartości sprawności ogólnej wynosi odpowiednio 6% i 6,6% na korzyść turbodoładowania i jest to podstawowy argument przemawiający za tym sposobem doładowania, oprócz takich zalet, jak zmniejszenie toksyczności spalin, dzięki większemu nadmiarowi powietrza, oraz zmniejszenie zawartości gazów pozostałych w komorze spalania, dzięki lepszemu jej przepłukaniu.

Niemniej jednak doładowanie mechaniczne odegrało istotną rolę w rozwoju silników spalinowych i pozwoliło na poznanie wielu zjawisk towarzyszących wysilaniu silników poprzez zwiększanie średniego ciśnienia efektywnego.

Inaczej przedstawia się sprawa doładowania mechanicznego silników wysokoprężnych dwusuwowych. Są to silniki o przepłukaniu wzdłużnym, tzn. dolot odbywa się przez szczeliny w tulei cylindra, a wylot przez zawór wylotowy (rys. 2.9). Aby uzyskać wysokie ciśnienie końca suwu sprężania, zapewniające samozapłon mieszaniny paliwa z powietrzem, niezbędna jest sprężarka mechaniczna. Przekrój poprzeczny silnika JAZ-204 (rys. 2.9) doładowanego sprężarką, której charakterystyka jest pokazana na rys. 2.4, wyjaśnia sposób napełnienia powietrzem i wypływu spalin w silniku wysokoprężnym dwusuwowym. Oznaczona jako *1* pokrywa służy w tym silniku jego natychmiastowemu zatrzymaniu przez odcięcie dopływu powietrza w przypadku rozbiegania się silnika.

3 ROZDZIAŁ

Doładowanie turbosprężarkowe

Doładowanie turbosprężarkowe było znane w latach dwudziestych naszego stulecia, choć stosowano je głównie w silnikach kolejowych i okrętowych. Stan ówczesnej techniki nie pozwalał na budowę turbosprężarek spełniających wymagania stawiane silnikom samochodowym. W czasie drugiej wojny światowej nastąpił znaczny rozwój turbosprężarek, dzięki zastosowaniu ich w technice lotniczej i rakietowej. W latach sześćdziesiątych gwałtownie zaczęło się rozwijać turbodoładowanie silników samochodowych, najpierw silników samochodów dużej ładowności, a następnie silników samochodów osobowych. Praktycznie obecnie każda wytwórnia samochodów wprowadzając na rynek nowy model produkuje wersje z silnikiem wolnossącym i doładowanym. Turbodoładowanie rozpowszechniło się z racji wielu zalet, do których należy zaliczyć: wykorzystanie bezużytecznej energii spalin do napędu turbosprężarki, małe wymiary i małą masę turbosprężarki, możliwości wpływu na parametry operacyjne silnika przez odpowiedni dobór turbosprężarki. Jak każde urządzenie techniczne, turbosprężarka nie jest pozbawiona wad, do których należy przede wszystkim powiązanie gazowe z silnikiem i w związku z tym dość długi czas reakcji na zmiany parametrów pracy silnika. Od wielu lat wysiłek konstruktorów jest poświęcony temu problemowi i zmierza do jego minimalizacji. Obecnie udało się pokonać wiele trudności dotyczących nadążania turbosprężarki z podawaniem wymaganej ilości powietrza do silnika w trakcie jego przyspieszania, tj. w stanach nieustalonych, niemniej jednak jest to okupione pewnymi stratami termodynamicznymi, które nie mają miejsca w silnikach wolnossących.

Doładowanie turbosprężarkowe polega na wykorzystaniu energii uchodzących spalin do napędu turbiny umieszczonej na wspólnym wale ze sprężarką podającą do cylindrów powietrze pod zwiększonym ciśnieniem.

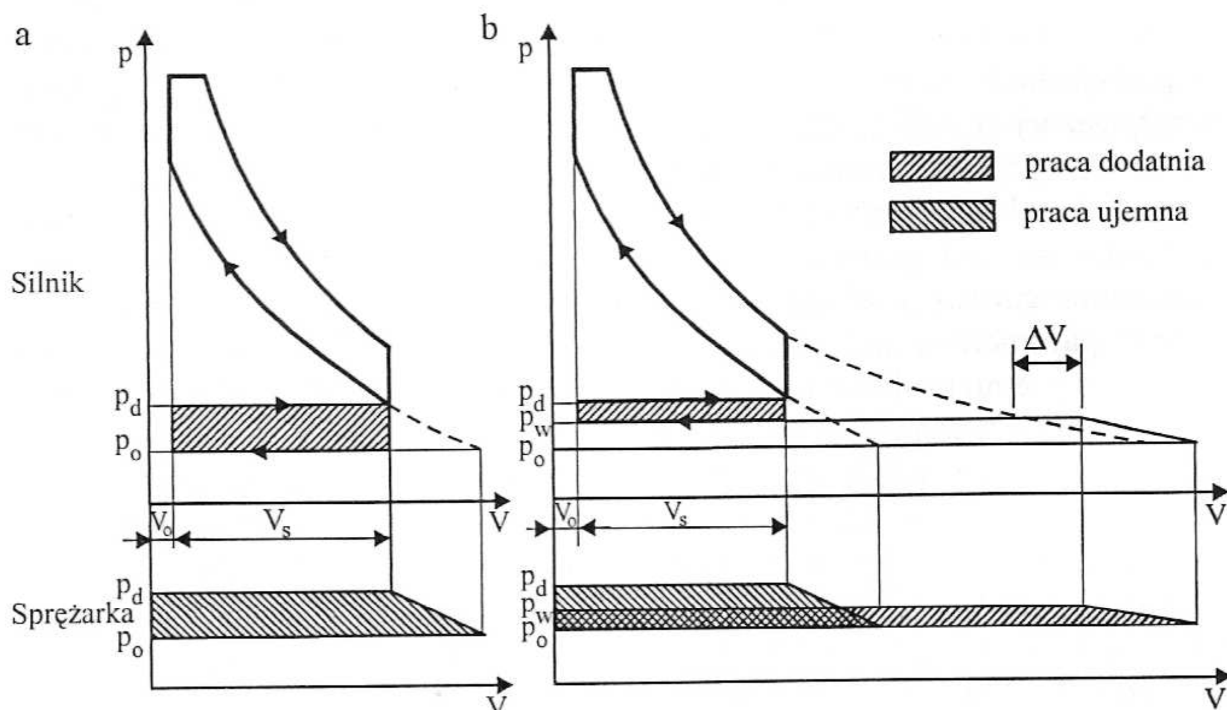
Zastosowanie turbodoładowania wiąże się z około 3-procentowym zwiększeniem masy silnika (masa turbosprężarki i instalacji), zrekompensowanym zwiększeniem mocy do 50%, a więc bardzo korzystnym. Korzyści dotyczą również miejsca zabudowy turbosprężarki i zmienionych przewodów dolotowych.

Produkowanie silników turbodoładowanych umożliwia zmniejszenie liczby typów silników, gdyż jeden typ silnika doładowanego i wolnossącego obejmuje większy zakres mocy użytecznych. Równocześnie połączenie działania dwóch maszyn przepływowych, tj. silnika o przepływie pulsacyjnym i sprężarki o przepływie ciągłym, tworzy układ o dużej sprawności i małej masie jednostkowej.

Z racji dużych wartości współczynnika nadmiaru powietrza, toksyczność spalin [39] i jednostkowe zużycie paliwa są mniejsze niż w silniku wolnossącym o takiej samej mocy. Zalety te uzyskują silniki turbodoładowane dzięki zwiększeniu poziomu ciśnień i lepszemu wykorzystaniu energii spalin, przez co zwiększa się sprawność obiegu. Związany z tym wzrost maksymalnego ciśnienia spalania jest wolniejszy niż przyrost ciśnienia efektywnego, dzięki czemu rośnie sprawność mechaniczna silnika turbodoładowanego.

3.1. Napęd turbosprężarki

W silniku turbodoładowanym w cylindrze w okresie napełniania istnieje niedomiar powietrza w stosunku do wtryśniętej dawki paliwa, gdyż pompa wtryskowa reaguje natychmiast na zmianę prędkości obrotowej silnika, a turbosprężarka nie nadąża z podawaniem niezbędnej ilości powietrza. Z jednej strony jest to spowodowane więzią gazową między silnikiem a turbosprężarką, z drugiej



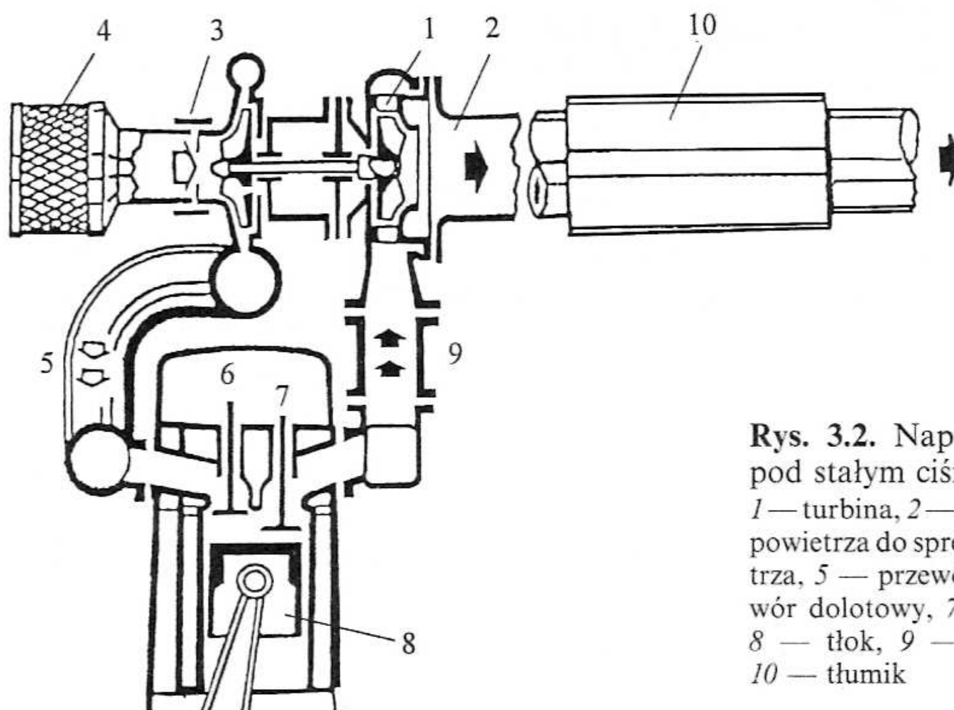
Rys. 3.1. Porównanie obiegów teoretycznych silnika doładowanego mechanicznie (*a*) i turbodoładowanego (*b*) [73]

p_o — ciśnienie otoczenia, p_d — ciśnienie doładowania, p_w — ciśnienie wylotu, V_o — objętość komory spalania, V_s — objętość skokowa, ΔV — przyrost objętości spalin

zaś bezwładnością wirnika turbosprężarki, wpływającą negatywnie na zdolność jej przyspieszania. Niezależnie od tego powietrze, które dostaje się do cylindra, ma również podwyższone parametry termodynamiczne, co zmusza do zmiany nastaw regulacyjnych w postaci zmniejszenia kąta wyprzedzenia wtrysku w celu uzyskania poprawnej pracy silnika. W przypadku turbodoładowania opisanego wcześniej silnika o wtrysku bezpośrednim konieczne było zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku o 1°OWK na każde 0,013 MPa nadciśnienia doładowania [44].

Do optymalnego wykorzystania energii spalin oraz zapewnienia prawidłowej współpracy silnika z turbosprężarką musi być zachowana równowaga między mocą turbiny i sprężarki z uwzględnieniem ich sprawności. Z tego powodu bardzo ważne jest prawidłowe skonstruowanie układu wylotowego, aby jak najlepiej wykorzystać energię spalin, która stanowi 30 ÷ 40% całkowitej energii dostarczonej z paliwem. Teoretyczny obieg pracy silnika turbodoładowanego przedstawiono na rys. 3.1.

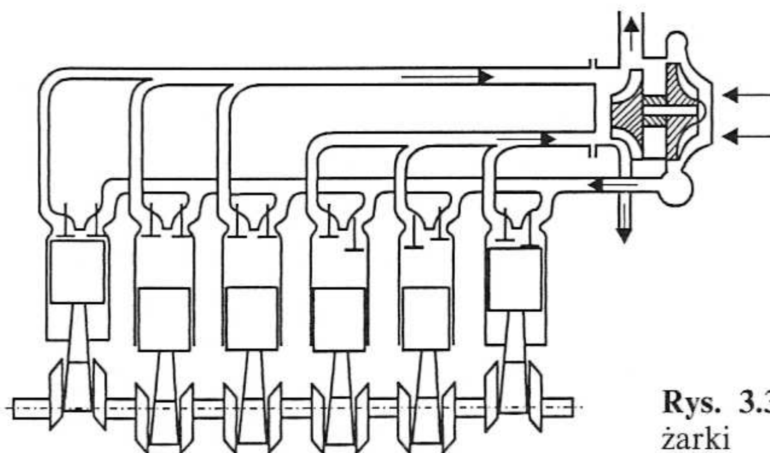
Istnieją dwa sposoby napędu turbiny spalinami:
— stałego ciśnienia (rys. 3.2), tj. ustalonego ciśnienia spalin na wlocie do turbiny,
— pulsacyjny (rys. 3.3), tj. zmiennego ciśnienia spalin na wlocie do turbiny.



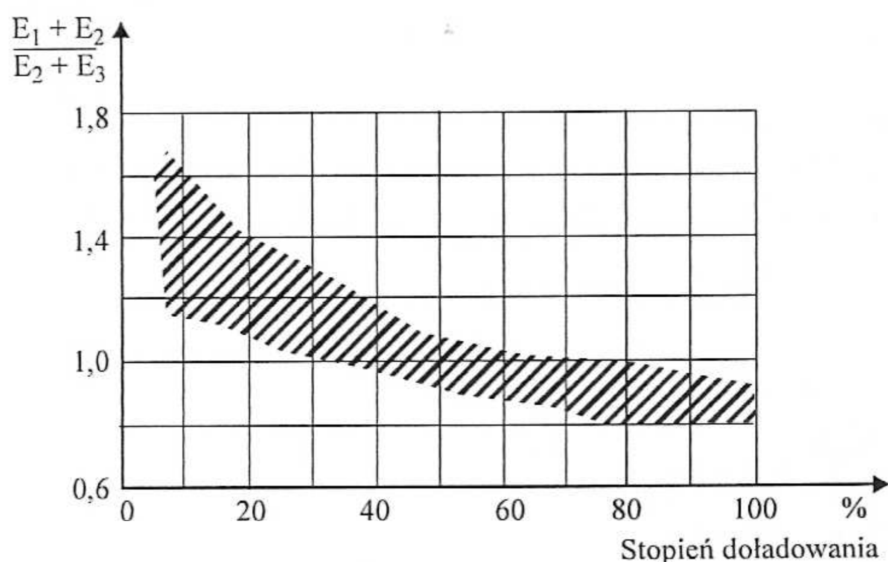
Rys. 3.2. Napęd turbosprężarki pod stałym ciśnieniem
1 — turbina, *2* — wylot spalin, *3* — wlot powietrza do sprężarki, *4* — filtr powietrza, *5* — przewód dolotowy, *6* — zawór dolotowy, *7* — zawór wylotowy, *8* — tłok, *9* — kolektor wylotowy, *10* — tłumik

Na rysunku 3.4 przedstawiono sposób wykorzystania energii spalin w zależności od stopnia doładowania.

Ogólnie rzecz biorąc, zasilanie przy stałym ciśnieniu stosuje się głównie w silnikach pojazdów szynowych, gdzie wymagane są duże wartości sprężu i znacznie mniejsze przyspieszenia niż w silnikach samochodowych. Sprawność turbiny przy tego typu zasilaniu jest znacznie większa, a spręż uzyskuje wartości $\pi = 3{,}5$.

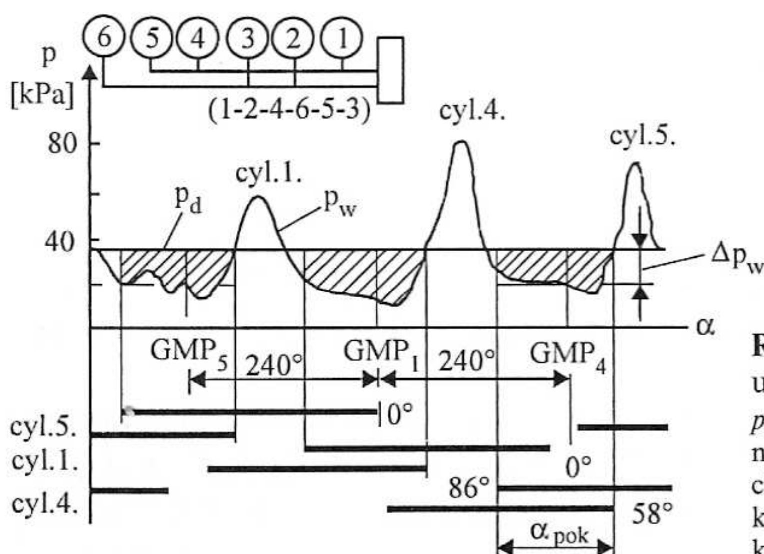


Rys. 3.3. Napęd pulsacyjny turbosprężarki



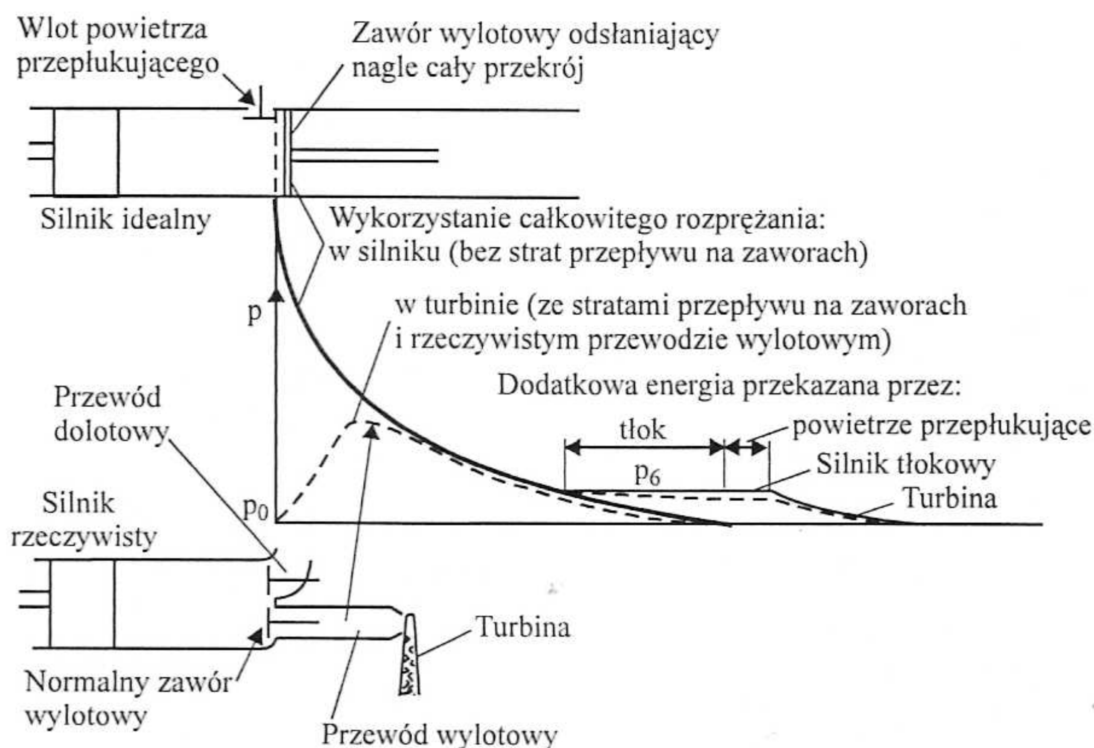
Rys. 3.4. Sposób wykorzystania energii spalin [33]

E_1 — energia wykorzystywana jedynie w układzie pulsacyjnym, E_2 — energia wykorzystywana w układzie pulsacyjnym i stałego ciśnienia, E_3 — energia wykorzystywana jedynie w układzie stałego ciśnienia



Rys. 3.5. Korzyści zastosowania układu pulsacyjnego

p_d — ciśnienie doładowania, p_w — ciśnienie wylotu, $p_{wśr}$ — średnia wartość ciśnienia wylotu, α — kąt obrotu wału korbowego, α_{pok} — kąt pokrycia (przekrycia) zaworów



Rys. 3.6. Mechanizm wykorzystania energii spalin [73]

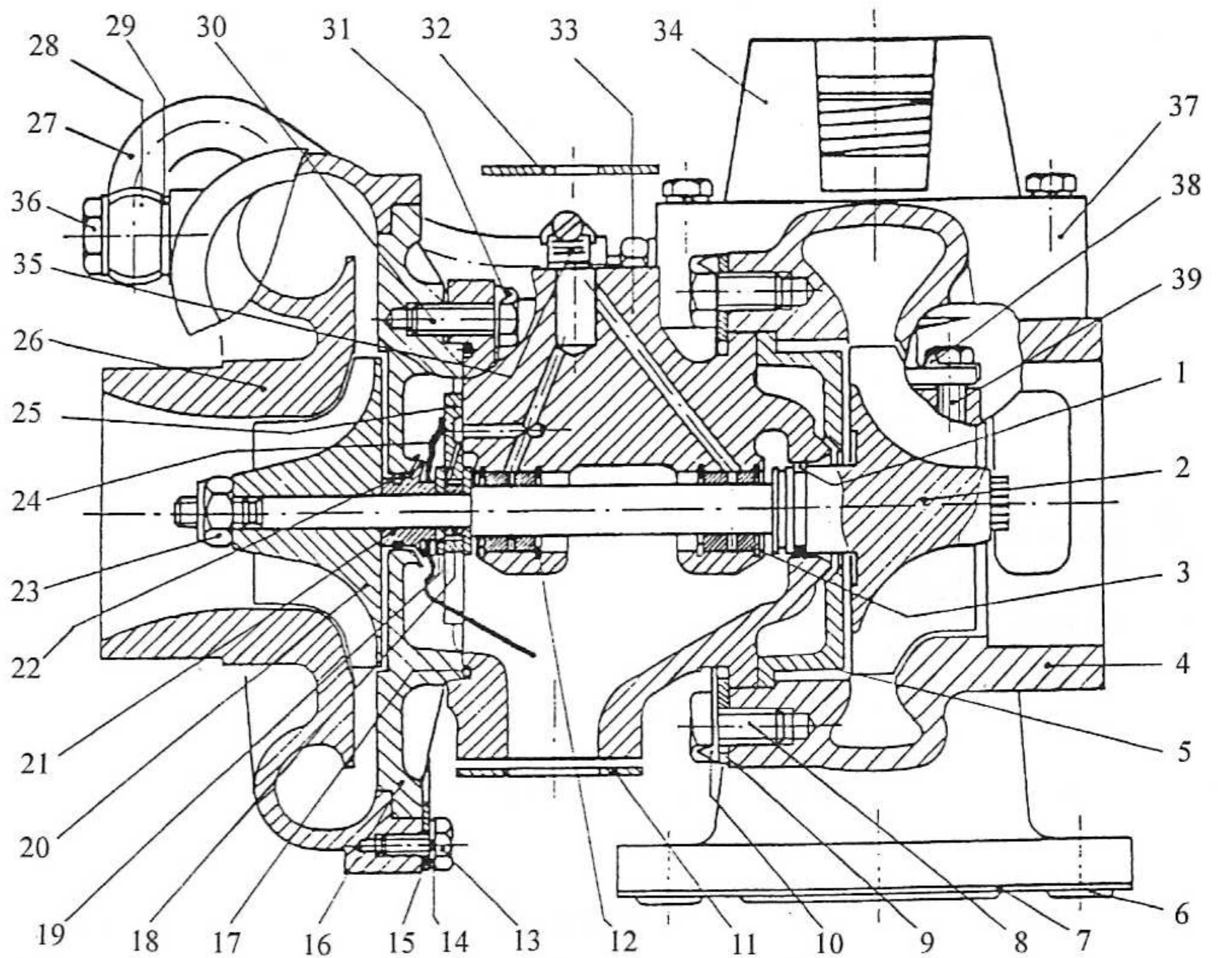
Zasilanie pulsacyjne wymaga łączenia przewodów wylotowych cylindrów, w których suwy pracy są odległe o 240°OWK [8]. Ma to za zadanie odpowiednie wykorzystanie pulsacji ciśnienia w przewodzie wylotowym do napędu turbosprężarki. Zapewnia ono znacznie lepsze przyspieszenia turbosprężarki, szczególnie ważne w silnikach samochodowych. Również warunki przepłukania komory spalania są przy tym sposobie zasilania znacznie lepsze (rys. 3.5). Mechanizm wykorzystania energii spalin przy tym sposobie zasilania przedstawiono na rysunku 3.6.

Sposób zasilania turbiny spalinami ma niewątpliwy wpływ na konstrukcję turbosprężarek i ich rozwój.

3.2. Budowa i rodzaje turbosprężarek

Urządzenia doładowujące składające się z turbiny spalinowej powiązanej wspólnym wałkiem ze sprężarką przyjęto nazywać turbosprężarką. O ile od zarania sprężarka była sprężarką odśrodkową, turbina przeszła pewne ewolucje, mające na celu lepsze wykorzystanie energii spalin i możliwość uzyskiwania większych przyspieszeń.

Typowa turbosprężarka (rys. 3.7) składa się z:
- — kadłuba środkowego i ułożyskowanego w nim wirnika (turbiny i sprężarki na wspólnym wałku),
- — kadłuba turbiny,
- — kadłuba sprężarki.



Rys. 3.7. Typowa turbosprężarka

1 — pierścień uszczelniający, *2* — koło turbiny z wałkiem, *3* — łożysko, *4* — kadłub turbiny, *5* — płyta turbiny, *6* — czop, *7* — kołnierz, *8* — śruba, *9* — płytka ściągająca, *10* — podkładka odginana, *11* — uszczelka olejowa, *12* — pierścień sprężysty, *13* — śruba, *14* — podkładka sprężysta, *15* — podkładka ściągająca, *16* — tylna ściana sprężarki, *17* — pierścień uszczelniający, *18* — tulejka dystansowa, *19* — pierścień, *20* — wirnik sprężarki, *21* — odrzutnik oleju, *22* — pierścień uszczelniający, *23* — nakrętka, *24* — deflektor, *25* — łożysko oporowe, *26* — kadłub sprężarki, *27* — przewód elastyczny, *28* — króciec, *29* — podkładka, *30* — śruba, *31* — podkładka zabezpieczająca, *32* — uszczelka olejowa, *33* — kadłub środkowy, *34* — zawór upustu spalin, *35* — opaska zaciskowa, *36* — zawór kulkowy, *37* — ekran zewnętrzny, *38* — podkładka zabezpieczająca, *39* — śruba

Biorąc pod uwagę właściwości przepływowe turbosprężarki i jej zdolność przyspieszeń (czy też uzyskiwania znacznych prędkości obrotowych), można podzielić turbosprężarki na trzy generacje. Podziału tego można dokonać biorąc pod uwagę następujące kryteria: rodzaj turbiny, rodzaj sprężarki, łożyskowanie wirnika oraz prędkość obrotową wirnika (tabl. 3.1):

I generacja

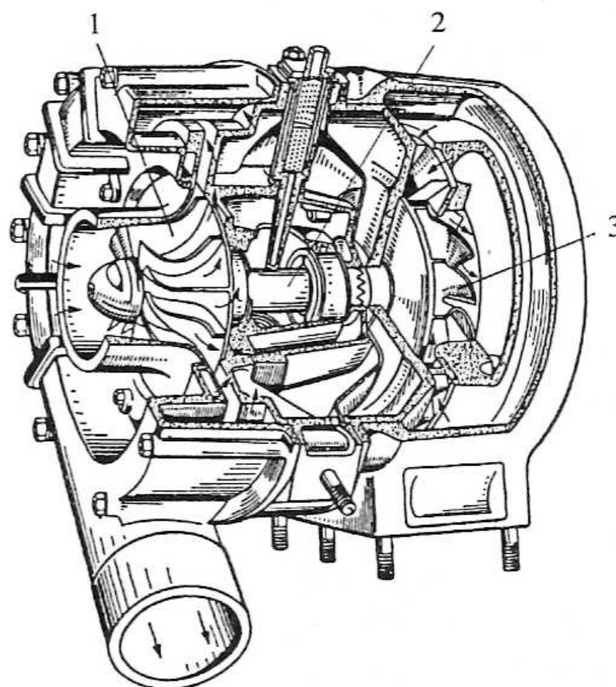
— sprężarka odśrodkowa,
— turbina osiowa,
— wirnik ułożyskowany w łożyskach tocznych.

II generacja

— sprężarka odśrodkowa,
— turbina dośrodkowa,
— wirnik ułożyskowany w łożyskach tocznych.

III generacja
- sprężarka odśrodkowa,
- turbina dośrodkowa,
- wirnik ułożyskowany ślizgowo w łożyskach pływających (ślizgowych).

W początkowym okresie jeden model turbosprężarki miał obsługiwać bardzo szeroki wachlarz silników (np. Eberspächer 50 kW do ok. 150 kW czy BSA — rys. 3.8). Późniejsze konstrukcje mają znacznie zawężony zakres zastosowań, ale są za to dużo lepiej dopasowane do silnika pod względem gazodynamicznym, uzyskując we współpracy z silnikiem większą sprawność i korzystniejsze właściwości dynamiczne.



Rys. 3.8. Turbosprężarka II generacji BSA
1 — wirnik sprężarki, *2* — wałek, *3* — wirnik turbiny

Tabl. 3.1. Klasyfikacja turbosprężarek samochodowych

Turbosprężarka	Turbina	Sprężarka	Łożyskowanie	Prędkość obrotowa × 1000 [min^{-1}]
I generacji	osiowa	odśrodkowa	toczne	40÷60
II generacji	dośrodkowa	odśrodkowa	toczne	40÷85
III generacji	dośrodkowa	odśrodkowa	ślizgowe	80÷175*

* Turbosprężarki doświadczalne uzyskują po 200 000 min^{-1}.

Turbosprężarki I generacji charakteryzowały się dość dużym opóźnieniem reakcji na zmianę prędkości obrotowej i obciążenia silnika doładowanego. Wydłużony czas rozpędzania zespołu doładowującego wynika z właściwości konstrukcyjnych turbiny (osiowa) oraz dość dużych średnic wirnika, a tym samym ze znacznego momentu jego bezwładności, który jak wiadomo przeciwstawia się zwiększaniu prędkości obrotowej.

Wprowadzenie turbosprężarek II generacji poprawiło właściwości dynamiczne dzięki zastosowaniu turbiny dośrodkowej, znacznie lepiej przyspieszającej, mimo pozostawienia łożyskowania tocznego.

III generacja turbosprężarek ma jeszcze lepsze właściwości dynamiczne dzięki zastosowaniu łożyskowania ślizgowego pływającego i zmniejszeniu średnicy wirników turbiny i sprężarki, działających w promieniowym układzie przepływu spalin (turbina dośrodkowa i sprężarka odśrodkowa).

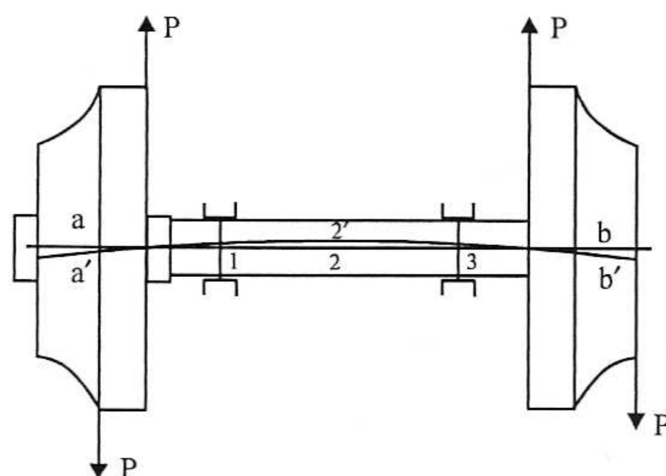
Przy dużych prędkościach obrotowych uzyskiwanych przez turbosprężarki III generacji bardzo istotną sprawą okazało się wyważenie wirników, będące jednym z elementów selekcji przy kontroli w wytwórni gotowych turbosprężarek. Brak wyważenia powoduje nadmierne drgania przenoszące się na korpus i uszkodzenia łożysk, a tym samym zmniejszenie niezawodności urządzenia.

Charakterystyczną cechą niewyważonego wirnika jest płynny wzrost amplitudy drgań łożysk, towarzyszący zwiększeniu prędkości obrotowej. Jeżeli znacznie różni się ona od najbliższej prędkości krytycznej, to amplitudy drgań łożysk zmieniają się proporcjonalnie do kwadratu ich prędkości obrotowej. Drgania takie są zawsze drganiami harmonicznymi o częstości równej częstości obrotów wirnika. Wobec bardzo dużych prędkości obrotowych wirników turbosprężarek doładowujących problem częstości drgań własnych nabiera szczególnego znaczenia. Krytyczna prędkość obrotowa wirników, przy której występuje rezonans pomiędzy drganiami wymuszonymi i własnymi turbosprężarki, powinna oczywiście znacznie przewyższać jej szybkobieżność znamionową. Ponadto bezwzględnie wymaga się, aby w całym zakresie użytecznych prędkości biegu silnika, niezależnie od chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego, turbosprężarka nie przejawiała skłonności do jakichkolwiek drgań. Inną przyczyną występowania drgań może być nadmierne zwiększenie lub zmniejszenie się luzów łożysk. Zjawisko takie nosi nazwę samowzbudnych drgań olejowych. W niektórych przypadkach drgania są tak duże, że uniemożliwiają normalną pracę turbosprężarki, a niekiedy w krótkim czasie niszczą łożysko. Przyczyną powstawania drgań może być także cieplna niestabilność wirnika. Charakterystyczną cechą stanu dynamicznego zespołu wirującego z wirnikiem cieplnie nie ustabilizowanym jest szybki wzrost amplitudy drgań, towarzyszący wzrostowi temperatury czynnika w kadłubie turbiny.

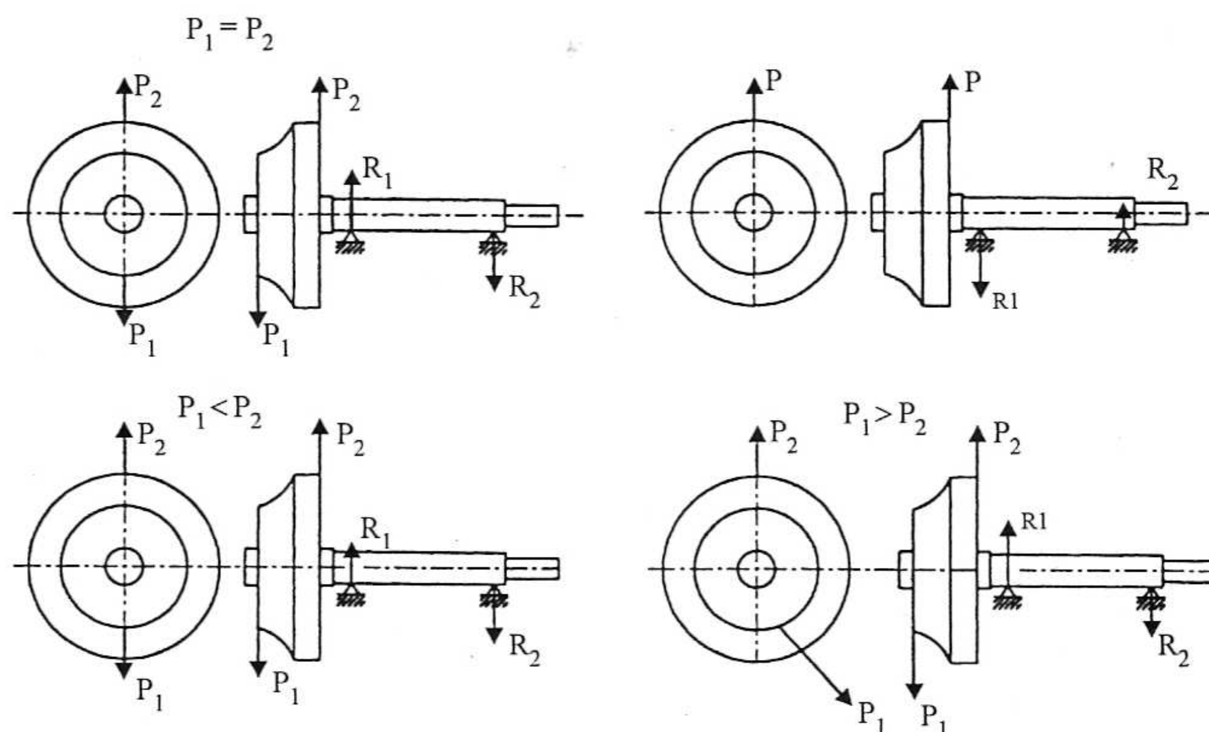
Ogólnie rzecz biorąc, niewyważenie części wirujących turbosprężarek może pojawić się wskutek

— uszkodzenia łopatek wirnika turbiny lub sprężarki,
— nierównomiernego zużycia łopatek w wyniku erozji i korozji,
— zgromadzenia zanieczyszczeń,
— osłabienia połączenia między wałkiem a wirnikiem sprężarki,
— cieplnego skrzywienia wirnika turbiny wywołanego niejednorodnością materiału wirnika lub naprężeniami wewnętrznymi.

Na rysunku 3.9 przedstawiono schemat niewyważenia zespołu doładowującego w wyniku powstania pary sił na każdym z wirników (sprężarki i turbiny), a na rysunku 3.10 — schemat dynamicznego wyważania koła turbiny wraz z wałkiem.



Rys. 3.9. Schemat niewyważenia wirnika turbosprężarki
P — siły odśrodkowe działające na wirnik, *a-a'*, *b-b'* — odchylenia osi wirnika, *1* oraz *3* — łożyska wirnika, *2* — strzałka ugięcia wałka wirnika w osi symetrii turbosprężarki



Rys. 3.10. Schemat wyważania dynamicznego koła turbiny wraz z wałkiem (opis w tekście)

Występująca na rysunku 3.10 para sił P_1 i P_2 leży w tej samej płaszczyźnie działania przechodzącej przez oś wirnika. Na łożyskach stanowiska do wyważania pojawiają się reakcje R_1 i R_2. Są one równe co do wartości, lecz przeciwnie skierowane ($R_1 = -R_2$) oraz leżą w tej samej płaszczyźnie, co siły P_1 i P_2. Płaszczyznę działania sił określa się za pomocą stroboskopu oraz skali naniesionej na tarczy wirnika. Wyważając wirnik wraz z wałkiem, w płaszczyźnie niewyważenia dołącza się masy w zależności od wskazań przyrządu do wyważania. Powstaje wtedy moment sił skierowany przeciwnie do momentu sił P_1 i P_2, a reakcje w miejscach łożyskowania $R_1 = -R_2$ będą odpowiednio dążyć do minimum. Na podstawie położenia oraz masy dołączonej do wirnika określa się ilość miejsc i materiału wirnika, które należy usunąć do jego odpowiedniego wyważenia dynamicznego [52].

Obecnie turbosprężarki wyważa się dwuetapowo, co wiąże się ze znacznym zwiększeniem ich prędkości obrotowych.

I etap: wyważenie koła turbiny z wałkiem, koła sprężarki, jej nakrętki, elementów dystansowych i uszczelniających,

II etap: wyważanie zestawu wirującego w korpusie sprężarki na własnych łożyskach, zgodnie z wcześniej opisanymi zasadami.

Taki sposób postępowania wynika z bardzo ostrych wymagań, stawianych przez producentów turbosprężarek (tabl. 3.2). Zwraca uwagę zaostrzanie tych wymagań wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowych turbosprężarek, uzyskiwanym przez zmniejszenie średnicy wirnika. Niestety, jest to ograniczone zmniejszaniem się sprawności turbiny w miarę zmniejszania średnicy jej wirnika.

Tabl. 3.2. Dopuszczalne niewyważenie wirników turbosprężarek do roku 1974 i obecnie

Wytwórnia Typ turbosprężarki	Parametry graniczne	
	Dopuszczalne niewyważenie wirnika, g · cm	Prędkość obrotowa wirnika, min^{-1}
Eberspächer 23350/3/3KN	0,98	50 000
WSK	1,37	60 000
JaMZ	1,96	43 000
Schenck*	0,75	30 000
Obecnie		
WSK-PZL B4C	0,69	80 000
WSK-PZL B65	0,29	120 000

* Jest firmą produkującą urządzenia do wyważania.

Niżej przedstawiono przegląd efektywności dośrodkowych turbin małogabarytowych turbosprężarek przeznaczonych do wysokiego doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. Wiadomo, że współczesne turbosprężarki samochodowe pracują w szerokim zakresie wydatków powietrza i spalin, wymuszanych przez współpracę z silnikiem spalinowym. Jednocześnie stosunek minimalnego wydatku spalin (powietrza) do wydatku maksymalnego waha się w granicach 0,35 ÷ 0,45. W zależności od właściwości konstrukcyjnych i procesów zachodzących w części przepływowej turbiny wykonuje się dla niej następujące charakterystyki:

$\eta_t = f\,(u/c_{ad})$ — zależność sprawności turbiny od liczby Macha,

$\eta_t = f\,(p_e)$ — zależność sprawności turbiny od średniego ciśnienia efektywnego,

$\pi_t = f\left(G_g\sqrt{\frac{T_{go}}{p_{go}}}\right)$ — uniwersalna (zredukowana) charakterystyka wydatków turbiny. (3.1)

Charakterystyki te są niezbędne do analizy współpracy turbiny ze sprężarką, turbosprężarki z silnikiem oraz prawidłowego doboru turbosprężarki do określonego silnika.

Prawidłowość przeprowadzonej analizy oparto na znanych pracach [9, 63] oraz doświadczeniach i metodyce teoretycznego określenia strat hydraulicznych oraz cieplnych w części przepływowej turbiny [26, 55]. Metodykę tę sprawdzono doświadczalnie, badając małogabarytowe turbosprężarki: Holset B4A współpracującą z silnikiem SW 680, Holset-3 współpracującą z silnikiem Perkins D3900 i Garret-T15 współpracującą z silnikiem X20DTH (4-cylindrowym, 16-zaworowym). W wyniku tych badań stwierdzono, że błąd obliczeń teoretycznych nie przekraczał 5÷6%.

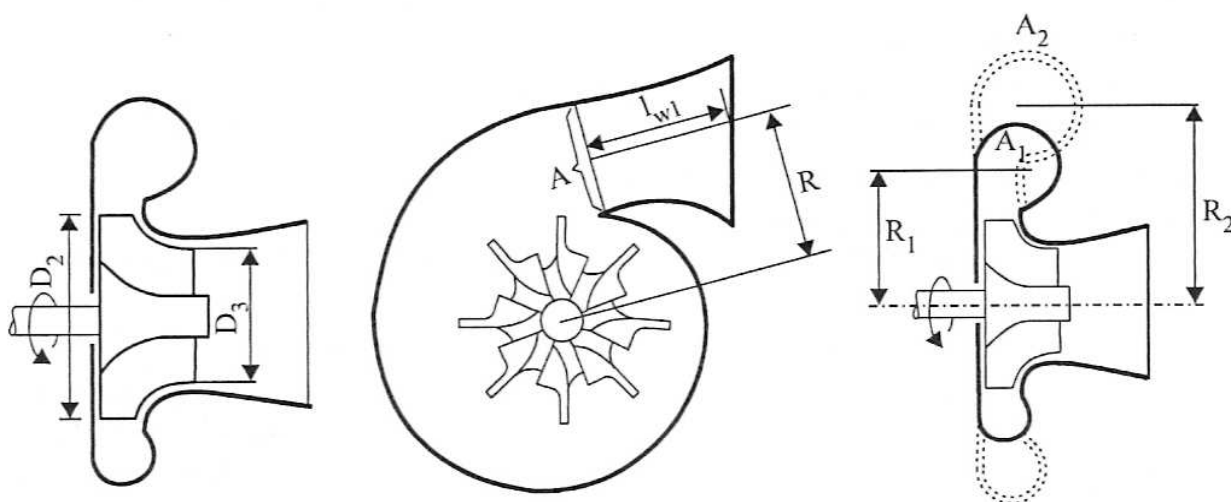
W turbosprężarkach przeznaczonych do wysokiego doładowania silników spalinowych stosuje się podane w tablicy 3.3 średnice wlotowe wirnika turbiny (D_2), przy czym nie przekraczają one na ogół wartości 230 mm.

Tabl. 3.3. Zależność sprawności adiabatycznej turbiny od średnicy jej wirnika

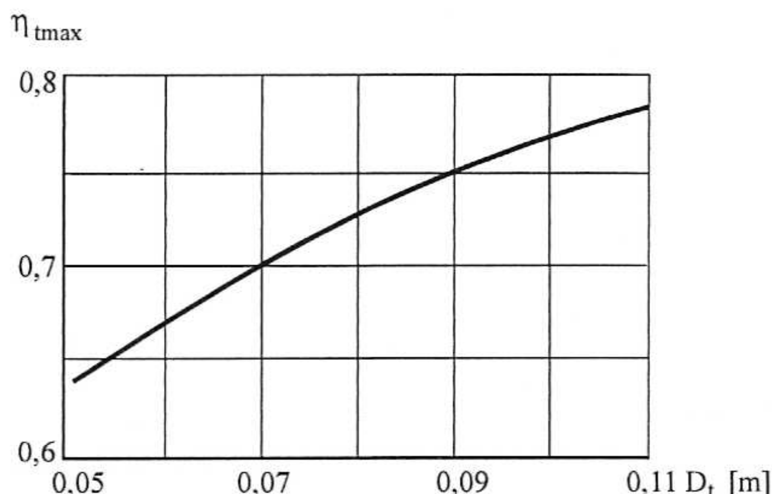
D_2 [mm]	200	150	100	75	50
η_{ad} [%]	85	83,6	81,5	80	77,5

Najczęściej minimalna średnica wlotowa wirnika turbiny D_2 wynosi 50 mm. Zależności geometryczne opisanych turbosprężarek przedstawiono na rys. 3.11.

Specjalne badania małogabarytowych turbosprężarek pozwoliły na określenie przyczyn zmniejszania się ich sprawności wraz ze zmniejszaniem średnicy



Rys. 3.11. Zależności geometryczne turbosprężarki
A — pole przekroju wlotu, R — promień wlotu z konfuzora, R_1 — najmniejszy promień dyfuzora sprężarki, R_2 — największy promień dyfuzora sprężarki, D_2 — średnica wirnika turbiny, D_3 — średnica wylotu z turbiny, l_{wl} — długość konfuzora, A_2 — pole przekroju dyfuzora odpowiadające promieniowi R_2, A_1 — pole przekroju dyfuzora odpowiadające promieniowi R_1



Rys. 3.12. Zależność sprawności turbiny η_t od średnicy jej wirnika D_t

wirnika, co przedstawiono graficznie na rys. 3.12, a co było spowodowane następującymi czynnikami:

— dużą wysokością łopatek, działaniem ciśnienia i małą prędkością spalin w części dolotowej,
— zwiększonym obciążeniem turbiny, charakteryzującym się zmniejszeniem liczby Macha Ma $= u/c_{ad}$; wyniki badań [55] przedstawione na rys. 3.12 wskazują na to, że zwiększanie średnicy zewnętrznej wirnika powoduje zwiększenie sprawności turbiny; zwiększanie tej średnicy i w związku z nim zwiększanie prędkości stycznej gazów **u** może w efekcie doprowadzić do zmniejszenia sprawności turbiny η_t w wyniku i tak już małej zdolności przepływowej kierownicy spalin,
— dużą prędkością przepływu w części przepływowej przy dużym rozprężeniu czynnika oraz bardzo dużą (często naddźwiękową) prędkością na wlocie do koła turbiny (zjawiska falowe),
— aktywnym charakterem przepływu przez aparat kierowniczy w kierunku wirnika turbiny (straty większe niż w przypadku konfuzorowego dolotu do turbiny reakcyjnej),
— specyficzną konstrukcją i technologią wykonania.

Analiza przyczyn mniejszej sprawności tych turbosprężarek wskazuje na to, że przy projektowniu ich należy zwrócić uwagę na

— optymalizację parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych,
— konieczność obliczania elementów części przepływowej turbiny na podstawie procesów gazodynamicznych,
— racjonalną konstrukcję i technologię wykonania elementów.

Całkowita sprawność turbiny jest określana zależnością $\eta_{ad} = \eta_V' \overline{\eta}_t$, gdzie η_V', oznacza tzw. łopatkową sprawność (sprawność napełnienia turbiny). Z kolei $\overline{\eta}_t = \eta_{(h)}\eta_{t(\varepsilon)}\eta_{(\alpha 1)}$ uważamy za „sumaryczną częściową sprawność". Wyrażana jest ona trzyczęściowym równaniem, którego pierwszy człon jest zależny od wysokości łopatek turbiny h, stopnia rozprężania w turbinie ε oraz kąta wlotu strumienia gazu na wlocie do turbiny α_1.

Sprawność „łopatkową" turbiny określa się zgodnie z wzorem [5]:

$$\eta_V' = 2\frac{u}{c_{ad}}\left\{\left[\varphi\cos\alpha_1\sqrt{1-(u_2/c_{ad})^2(1-\overline{d}^2)}-u_2/c_{ad}\right]\times\right.$$
$$\left.\times\left[1+\overline{d}\psi\cos\beta_3/\cos\beta_2\right]+u_2/c_{ad}(1-d^2)\right\} \qquad (3.2)$$

gdzie:

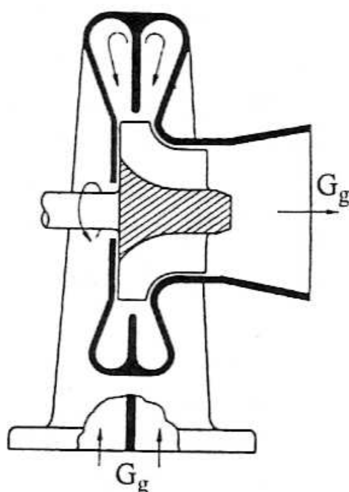
$\overline{d} = D_3/D_2$ — stopień dośrodkowości turbiny,

α_1, β_3, β_2 — kąty odchylenia strumienia spalin w kierownicy i na łopatkach turbiny,

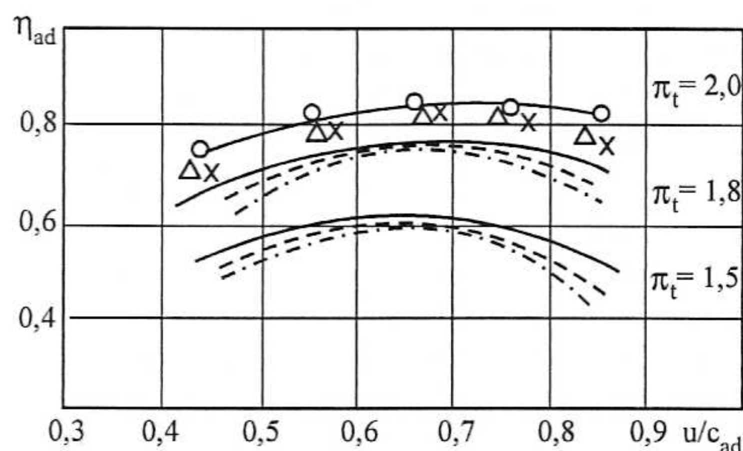
φ, ψ — współczynniki prędkościowe, zależne od wymiarów geometrycznych i parametrów pracy kierownicy.

Wyniki przeprowadzonych badań [9] wskazują na to, że przy odpowiednio dobranych parametrach ε, u/c_{ad} i α_1 dokładność określenia sprawności adiabatycznej η_{ad} wynosi $3\div4\%$. Zwiększenie sprawności adiabatycznej uzyskuje się w przypadku dwukanałowego spiralnego wlotu spalin do turbin ($p_g \neq$const, pulsacyjny napęd turbiny) — rys. 3.13. Z badanych turbosprężarek napęd pulsacyjny zastosowano w modelach Holset B4A oraz Holset 3LD. Turbosprężarka Garret T15 ma turbinę zasilaną przez pojedynczy kanał spiralny i najmniejszą średnicę wirnika, zaledwie 40 mm.

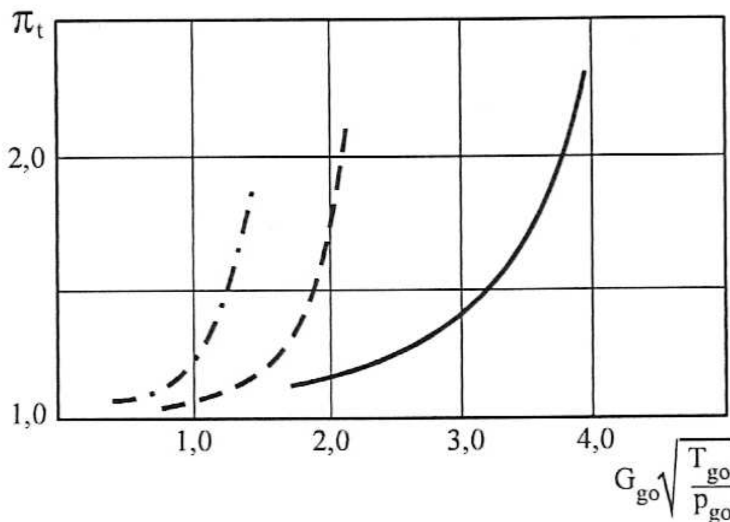
Analiza wyników badań teoretycznych i eksperymentalnych silników SW 680, D3900 i X20TDH wyposażonych w seryjne turbosprężarki pokazała, że maksymalne wartości sprawności adiabatycznej w zależności od liczby Macha mieszczą się w granicach $0{,}5\div0{,}8$ (rys. 3.14). Zależność między sprężem a wydatkami sprężarki dla trzech opisanych wcześniej turbosprężarek przedstawiono na rys. 3.15.



Rys. 3.13. Turbosprężarka z dwukanałowym spiralnym wlotem spalin
G_g — masa gazu



Rys. 3.14. Sprawność adiabatyczna badanych turbosprężarek
——— Holset B4A, - - - - - Holset 3LD, -·-·- Garret T15

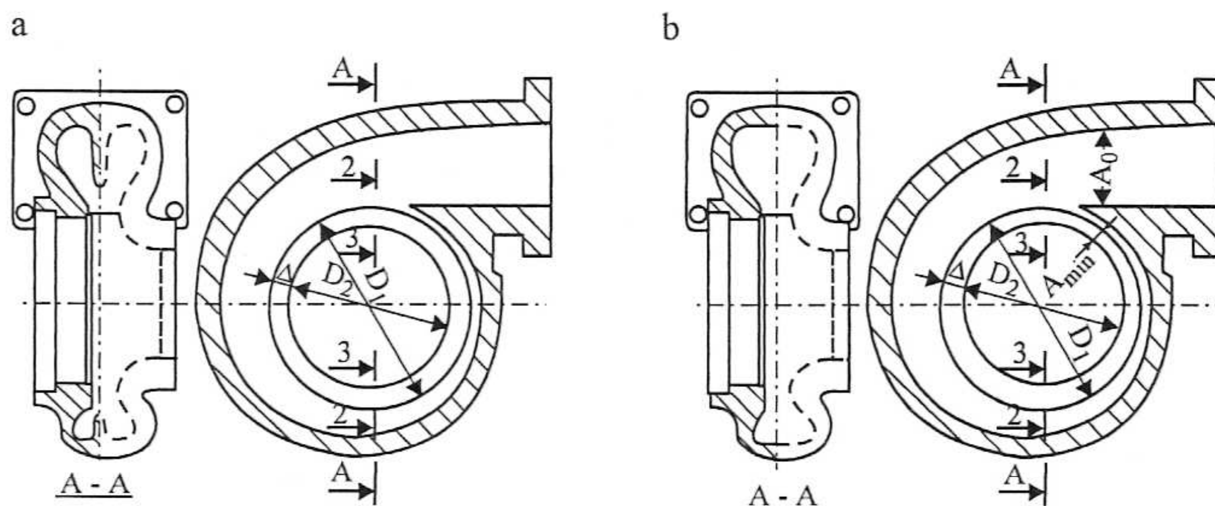


Rys. 3.15. Zależność sprężu od wydatku badanych turbosprężarek
——— Holset B4A,
- - - - - Holset 3LD,
–·–·– Garret T15

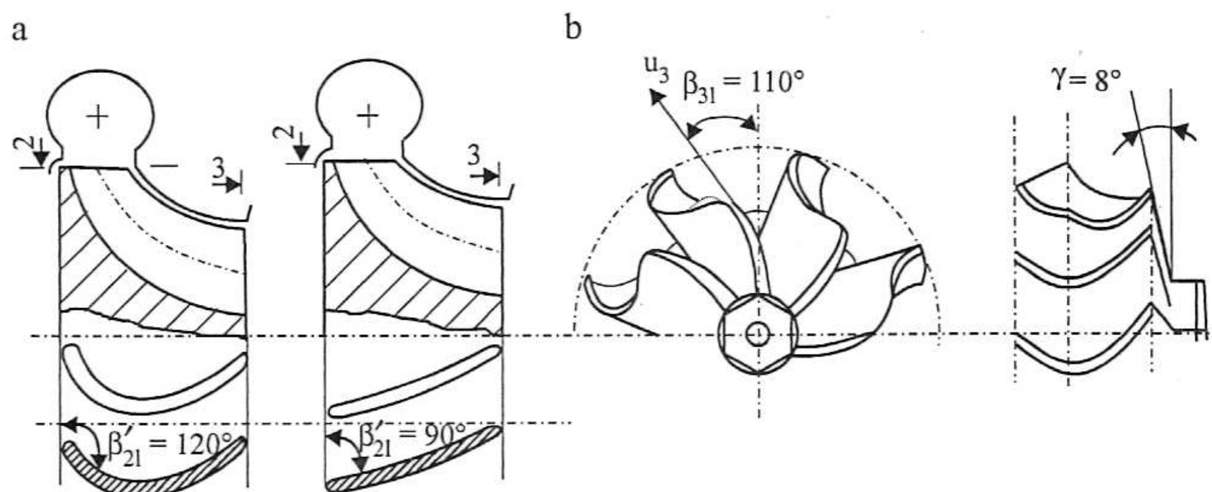
Przedstawione na rys. 3.15 charakterystyki sprężarek typu $\pi_t = f\left(G_{go}\sqrt{\frac{T_{go}}{p_{go}}}\right)$ sporządzono dla różnych wartości zredukowanej prędkości obrotowej $n\sqrt{T_{go}}$.

Podstawowe wnioski dotyczące części przepływowej małogabarytowych turbin, uzyskane w wyniku analizy teoretycznej i przeprowadzonych badań są następujące.

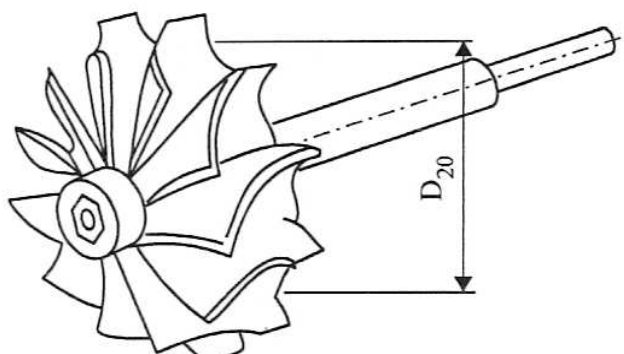
1. Straty hydrauliczne przepływu strumienia gazów wynoszą 14÷24% w stosunku do pracy adiabatycznej H_{ad}, jaką może wykonać energia spalin. Straty energii paliwa wynoszą odpowiednio 4,5÷5%, co w sumie pozwala na określenie rzeczywistej energii spalin w części przepływowej turbiny z dokładnością 6÷8%.
2. Z uwagi na małe rozmiary turbosprężarki, wspomniane wyżej straty powodują znaczne zmniejszenie jej sprawności adiabatycznej.
3. W przypadku turbosprężarek z podwójnym kanałem spiralnym przeznaczonych do doładowania silników o objętości skokowej V_{ss} większej lub równej 4,0 dm^3, część wlotowa turbiny nie musi się zwężać (A_0 na rys. 3.11), jak to ma miejsce przy wlocie i wylocie koncentrycznym (przekrój *2–2* i *3–3* na rys. 3.16*a*). Dla silników o V_{ss} w zakresie 2,0÷4,0 dm^3 dla uniknięcia strat zawirowania w przypadku pulsacyjnego napędu turbiny dobiera się stały kąt α_1 strumienia gazów na wlocie (przekrój *2–2* na rys. 3.16*b*) i proporcjonalnie go zmniejsza na wylocie (przekrój *3–3* na rys. 3.16*b*) w dyfuzorze bezłopatkowym.
4. W silnikach o V_{ss} mniejszej niż 2,0 dm^3 stosuje się proporcjonalny jednokanałowy wlot spiralny o minimalnej długości l_{wl}, zachowując stosunek $A_{min}/A_0 = 0{,}05 \div 0{,}15$, pozwalający na optymalne wykorzystanie energii gazów do napędu wirnika (rys. 3.11). Dla dyfuzora bezłopatkowego dopuszczalny jest luz wirnika wynoszący do 3 mm między łopatkami a kanałem. Strumień gazów przy wlocie na łopatki wirnika (przekrój *2–2*, rys. 3.17*a*) wpada pod kątem 120° w kierunku osiowym, a wypada pod kątem 110° (przekrój *3–3*, rys. 3.17). Dzięki temu osiąga się małą długość kanału międzyłopatkowego i zmniejszenie strat



Rys. 3.16. Wlot spalin do turbiny
a — turbosprężarka z podwójnym kanałem spiralnym, *b* — turbosprężarka z pojedynczym kanałem spiralnym



Rys. 3.17. Konstrukcja wirników turbiny współczesnych turbosprężarek
a — przekrój poprzeczny wirnika turbiny, *b* — widok wirnika w przekroju *3–3*



Rys. 3.18. Widok wirnika turbiny

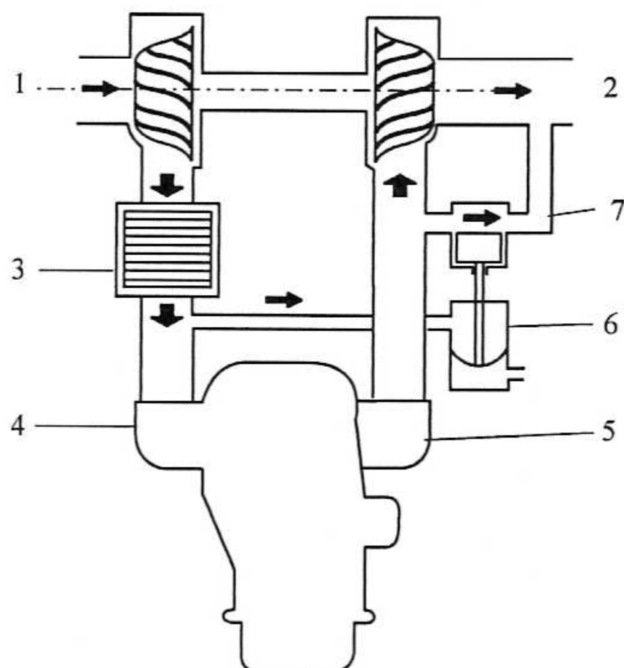
wskutek tarcia. W celu zmniejszenia strat wynikających z zawirowania, łopatki nie mają zakończenia prostopadłego, lecz są odchylone pod kątem 8° (rys. 3.17*b*). Przy takim rozwiązaniu stosunek względnych prędkości w przekroju wylotowym $c_{3max}/u_3 = 0{,}3 \div 0{,}5$, co zmniejsza straty prędkości na wylocie [55].

5. Zwiększenie sprawności małogabarytowych turbosprężarek o 5÷8% uzyskuje się zwiększając średnicę D_{20} wirnika na wlocie gazów (rys. 3.18). Poprawę sprawności małowymiarowych turbosprężarek do wysokiego doładowania silników wysokoprężnych uzyskuje się dzięki układowi regulacji łopatek kierownicy i doborowi technologii wykonania części przepływowej turbiny z odpowiednich stopów, a wirników — z wykorzystaniem pokryć ceramicznych.

3.3. Poprawa nadążności turbosprężarek

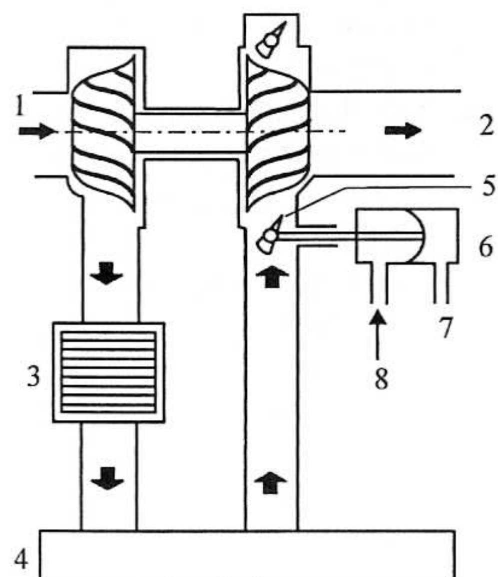
Główną wadą turbodoładowania jest to, że turbosprężarka jest powiązana z silnikiem więzią gazową i w momencie przyspieszania silnika czas odpowiedzi turbosprężarki na zwiększone zapotrzebowanie powietrza jest dość długi [87]. Wprowadzenie szybkoobrotowych turbosprężarek III generacji poprawiło znacznie ten stan, lecz nie na tyle, by sprostać wymaganiom odnośnie do właściwości dynamicznych zespołu silnik-turbosprężarka.

Pierwszym rozwiązaniem mającym poprawić te właściwości było zastosowanie kanału obejściowego. Założenia teoretyczne tego układu polegają na tym, że w stanach ustalonych część spalin jest upuszczana przed turbiną, gdyż wydatek sprężarki jest tak dobrany, że zaspokaja zapotrzebowanie powietrza przez silnik. W momencie przyspieszania, kiedy wydatek powietrza jest niewystarczający



Rys. 3.19. Schemat turbosprężarki z upustem spalin

1 — wlot powietrza, *2* — wylot spalin, *3* — chłodnica powietrza, *4* — przewód dolotowy, *5* — przewód wylotowy, *6* — komora ciśnieniowa, *7* — obejście



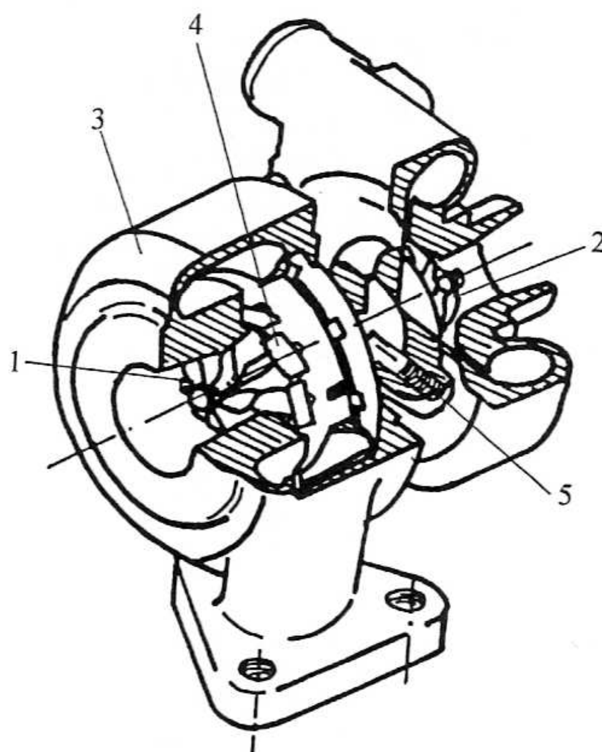
Rys. 3.20. Schemat turbosprężarki z regulowaną kierownicą spalin

1 — wlot powietrza, *2* — wylot spalin, *3* — chłodnica powietrza, *4* — głowica cylindrów, *5* — łopatka, *6* — komora niskiego ciśnienia, *7* — próżnia, *8* — ciśnienie atmosferyczne

i spada jego ciśnienie w przewodzie dolotowym silnika, sterownik automatycznie zamyka upust spalin i cały ich wydatek jest wykorzystywany do napędu turbiny, powodując jej przyspieszenie, a tym samym przyspieszenie sprężarki i zwiększony wydatek powietrza. Schemat tego rozwiązania przedstawiono na rys. 3.19.

Kolejnym rozwiązaniem mającym na celu poprawę właściwości roboczych turbosprężarki jest lepsze wykorzystanie gazów wylotowych dzięki regulacji ukierunkowania napływu spalin na łopatki turbiny (zmienna kierownica turbiny, rys. 3.20). Zasada działania tego systemu polega na założeniu, że bez względu na prędkość obrotową silnika prędkość przepływu spalin pozostaje stała, a tym samym prędkość obrotowa turbosprężarki jest niezależna od prędkości obrotowej silnika. W dotychczasowych rozwiązaniach prędkości te były ze sobą ściśle powiązane i sprawność turbosprężarki jako maszyny przepływowej wirnikowej zwiększała się w miarę zwiększania prędkości obrotowej silnika [46], co było niekorzystne w przypadku zastosowania go do celów trakcyjnych.

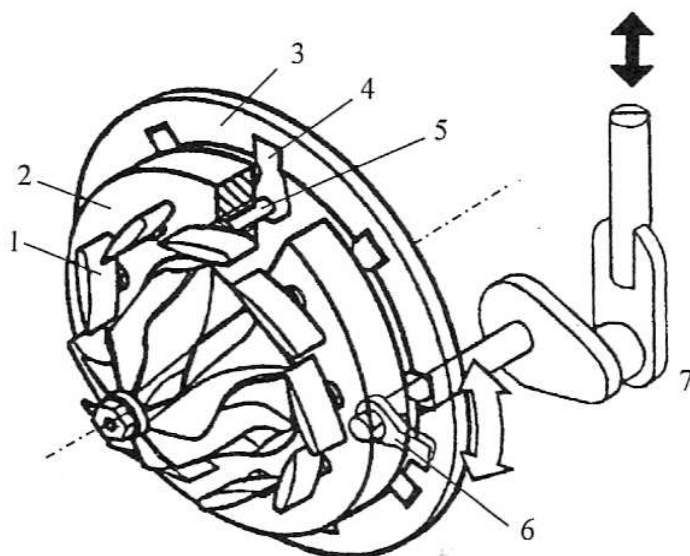
Przekrój anatomiczny turbosprężarki o zmiennej geometrii turbiny przedstawiono na rys. 3.21, a schemat sterowania kierownicą — na rys. 3.22.



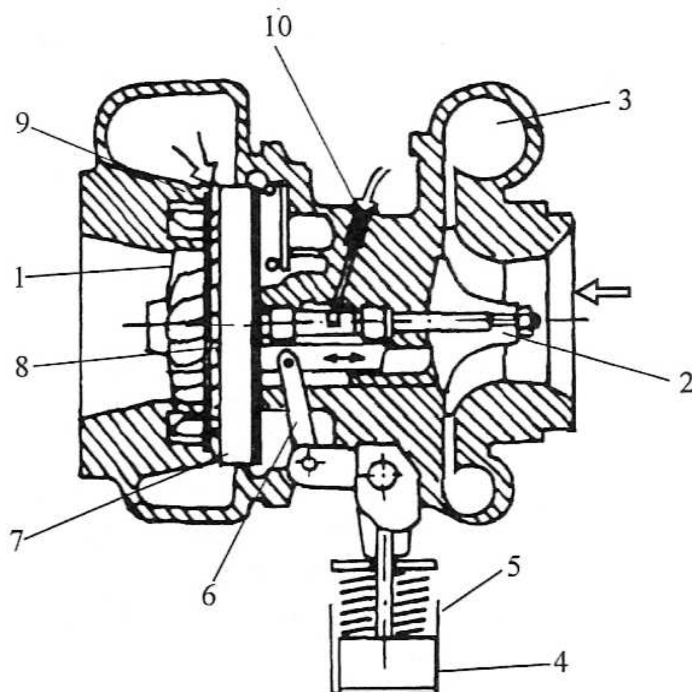
Rys. 3.21. Przekrój anatomiczny turbosprężarki o zmiennej geometrii turbiny
1 — wirnik turbiny, *2* — wirnik sprężarki, *3* — obudowa turbiny, *4* — regulowane łopatki, *5* — doprowadzenie oleju

Taki sposób regulacji napływu spalin powoduje lepszy przebieg momentu obrotowego silnika, tak że dużą wartość mocy uzyskuje się już przy małych prędkościach obrotowych silnika, który reaguje na najmniejszy ruch sterownika pompy wtryskowej. Podobny efekt uzyskuje się stosując pierścień przesuwny, przesłaniający wlot spalin na łopatki kierownicy (rys. 3.23).

Przedstawione rozwiązania techniczne dotyczące współpracy dwóch maszyn przepływowych o różnych sposobach działania, jakimi są silnik (przepływ cykliczny) i turbosprężarka (przepływ ciągły), miały na celu zachowanie stałego



Rys. 3.22. Schemat sterowania kierownicą
1 — łopatki, *2* — koło wspornikowe, *3* — pierścień nastawczy, *4* — prowadnik, *5* — wałek, *6* — dźwignia poruszająca pierścień nastawczy, *7* — mechanizm dźwigniowy



Rys. 3.23. Turbosprężarka z pierścieniem przesuwnym
1 — wirnik turbiny, *2* — wirnik sprężarki, *3* — dyfuzor sprężarki, *4* — sprężone powietrze do układu sterowania, *5* — pierścień sterujący, *6* — dźwignia regulacji, *7* — pierścień przesuwny, *8* — pierścień stały, *9* — kadłub turbosprężarki, *10* — czujnik prędkości obrotowej

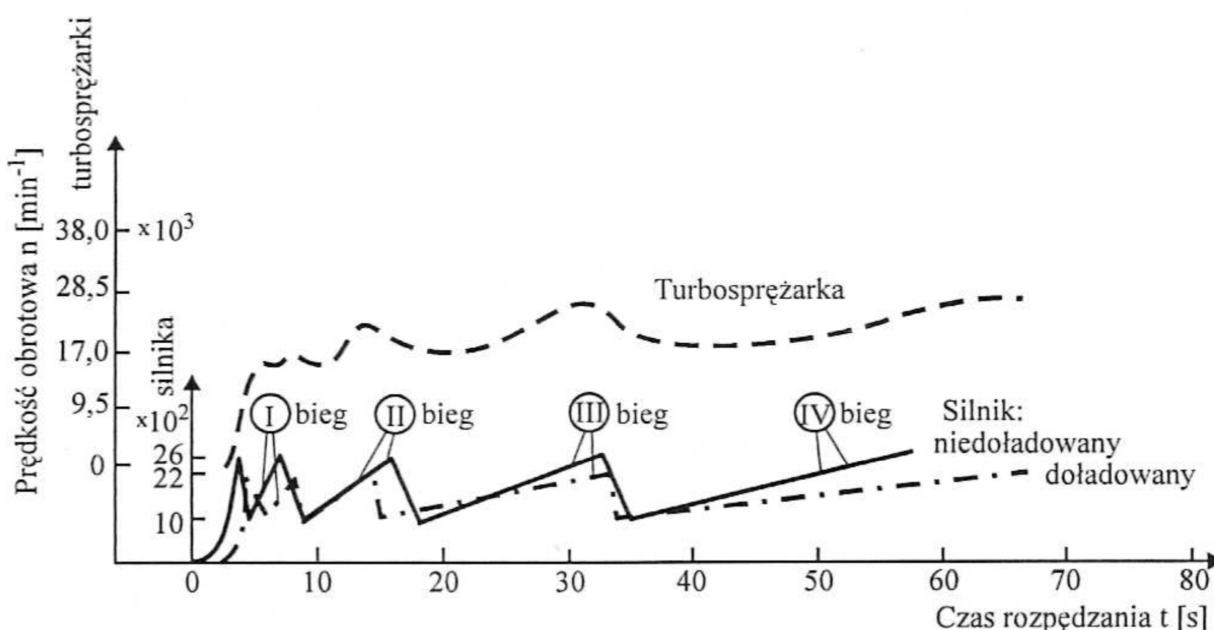
stosunku powietrze-paliwo w silniku. Teoretycznie powinno to zapewnić całkowite i zupełne spalenie paliwa wtryśniętego do cylindra. Dodatkowym elementem wpływającym korzystnie na przygotowanie mieszaniny palnej jest zwiększona turbulencja powietrza wywołana doładowaniem. W wyniku tych zabiegów współczesne silniki wysokoprężne z doładowaniem turbosprężarkowym spełniają ostre wymagania odnośnie do zawartości składników toksycznych w spalinach. Jedną z dróg do osiągnięcia tego celu było doskonalenie konstrukcji turbosprężarek, tak by nadążały one z podawaniem silnikowi wymaganej ilości powietrza podczas pracy w stanach nieustalonych (przyspieszanie), a nie tylko podczas pracy statycznej.

Wszystkie te zabiegi miały na celu uniknięcie kłopotów związanych z przyspieszaniem silnika turbodoładowanego w przypadku zastosowania turbodoładowania w formie pierwotnej.

Powszechnie wiadomo, że bezwładność turbosprężarki wpływa ujemnie na właściwości dynamiczne doładowanego przez nią silnika. Ocenę wpływu tego zjawiska przeprowadzono na przykładzie dwu silników o mocy 73,6 kW, przeznaczonych do napędu samochodu średniej ładowności STAR. Jeden z tych silników był w wersji wolnossącej standardowym źródłem napędu wspomnianego samochodu, a drugi miał moc w wersji wolnossącej 59 kW, a po doładowaniu uzyskał moc jak silnik podstawowy. Stopień doładowania silnika wynosił 24%, co jest wartością przeciętną dla silników typu samochodowego. Dla porównania właściwości dynamicznych obydwu silników dokonano rozpędzania samochodu STAR przez biegi oraz rozpędzania go na biegu bezpośrednim (najmniej korzystny), przy czym był on napędzany raz jednym, a następnie drugim badanym silnikiem. W celu wyeliminowania wpływu innych czynników zachowywano stałą temperaturę cieczy chłodzącej, stałe ciśnienie i temperaturę oleju oraz wykonano pomiary przy takim samym ciśnieniu otoczenia, temperaturze otoczenia i wilgotności względnej powietrza. Zachowanie stałych parametrów otoczenia w czasie pomiarów było bardzo istotne, gdyż przy stosunkowo niewielkich zmianach masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki, wpływ parametrów powietrza zasysanego przez sprężarkę na temperaturę spalin uchodzących z silnika jest znaczny.

Gęstość powietrza zasysanego przez sprężarkę i temperatura spalin wpływają z kolei na wydatek i zdolność przyspieszania turbosprężarki. Na rysunku 3.24 przedstawiono rezultaty rozpędzania silników obydwu wersji przez biegi oraz rozpędzania turbosprężarki.

Porównanie czasów rozpędzania samochodu napędzanego silnikiem wolnossącym i doładowanym dowodzi, że mimo jednakowych mocy silników, właściwości dynamiczne pojazdu pogorszyły się w wyniku turbodoładowania,



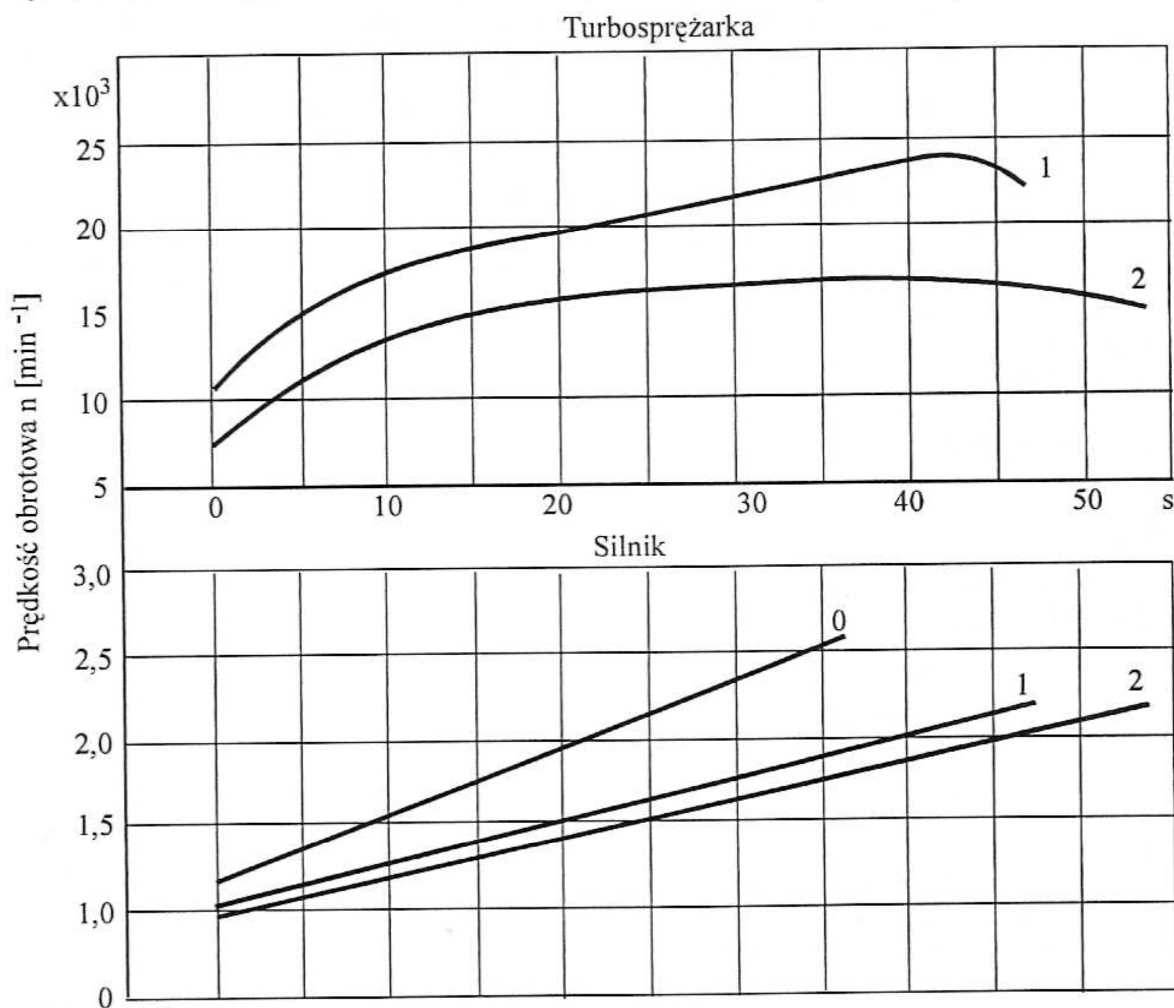
Rys. 3.24. Rozpędzanie poprzez biegi samochodu STAR napędzanego silnikiem wolnossącym i turbodoładowanym

czego dowodem jest dłuższy o 12,5% czas rozpędzania. Wpływa na to w znacznej mierze bezwładność wirnika turbosprężarki, powodująca nienadążanie jej z podawaniem powietrza do silnika, a tym samym chwilowe zmniejszenie momentu obrotowego.

Przebieg zmian prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki (rys. 3.24) wykazuje charakterystyczne wyprzedzanie przez nią silnika w uzyskaniu maksymalnej prędkości obrotowej, co jest właściwe dla napędu pulsacyjnego, niemniej jednak nie wiąże się z podawaniem przez turbosprężarkę wymaganych ilości powietrza [46, 48, 49].

Aby dokładniej określić wpływ turbodoładowania na właściwości dynamiczne silnika, rozpędzano go na biegu bezpośrednim, na którym proces rozpędzania trwa na tyle długo, aby możliwa była dokładna obserwacja zmian prędkości obrotowych silnika i turbosprężarki oraz wykonanie pomiarów zadymienia spalin.

Na rysunku 3.25 przedstawiono przebieg rozpędzania obydwu silników na biegu bezpośrednim, przy czym silnik turbodoładowany rozpędzano biorąc pod uwagę dwie różne wartości masowe momentu bezwładności wirnika turbosprężarki. Widać wyraźnie niekorzystny wpływ tego momentu na właściwości dynamiczne zarówno silnika, jak i turbosprężarki, nawet przy stosunkowo



Rys. 3.25. Przebieg rozpędzania samochodu STAR na biegu bezpośrednim
0 — silnik niedoładowany, *1* — silnik doładowany, mały moment bezwładności wirnika turbosprężarki, *2* — silnik doładowany, duży moment bezwładności wirnika turbosprężarki

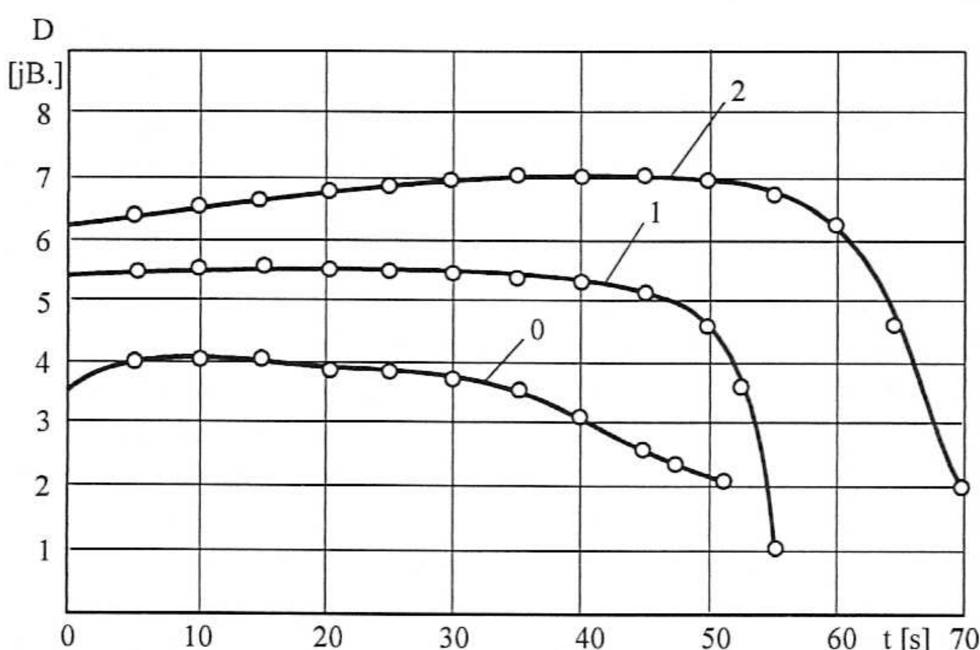
niewielkich zmianach ww. momentu. Zakres zmian momentu bezwładności wirnika turbosprężarki wynosił 3,85% całkowitej jego wartości, a był ograniczony temperaturą spalin przed turbiną, która zgodnie z zaleceniami wytwórcy nie mogła przekraczać 700°C. Taka też była temperatura w przypadku największego momentu bezwładności wirnika (tabl. 3.4).

Tabl. 3.4. Parametry silnika i turbosprężarki w procesie rozpędzania

Lp.*	Turbosprężarka					Silnik		Temperatura spalin na wlocie do turbiny
	Masowy moment bezwładności wirnika	Prędkość obrotowa początkowa	Prędkość obrotowa maksymalna	Czas uzyskania prędkości obrotowej maks.	Przyspieszenie maksymalne	Czas uzyskania prędkości obrotowej maks.	Przyspieszenie	
	I	n_{PT}	n_{MT}	$T_{o\text{-}MT}$	ε_{MT}	$T_{o\text{-}MS}$	ε_S	t_{WL}
	$kg \cdot m \cdot s^2$	s^{-1}	s^{-1}	s	s^{-2}	s	s^{-2}	°C
1	$1{,}102 \cdot 10^{-3}$	165,0	413,0	43,4	5,7821	47,4	0,418	560
2	$1{,}144 \cdot 10^{-3}$	123,2	293,0	38,0	4,467	53,8	0,361	700

* Liczby porządkowe odpowiadają oznaczeniom krzywych na rys. 3.25.

Zwiększenie masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki o 3,85% spowodowało zmniejszenie jej przyspieszeń o 22%, pogorszyło przyspieszenie silnika o 14%, wydłużyło czas jego pracy poza granicę dymienia o 28% (rys. 3.26). Przebieg krzywych zadymienia spalin przedstawiony na rysunku 3.26 należy tłumaczyć powiększającą się (w miarę zwiększania bezwładności wirnika) różnicą między zapotrzebowaniem powietrza przez silnik a wy-



Rys. 3.26. Przebieg zmian zadymienia spalin silnika wysokoprężnego w trakcie rozpędzania

0 — silnik niedoładowany, *1* — silnik doładowany, mały moment bezwładności wirnika turbosprężarki, *2* — silnik doładowany, duży moment bezwładności wirnika turbosprężarki

datkiem turbosprężarki w procesie rozpędzania. Krzywe zadymienia spalin wykazują charakterystyczne załamania występujące w momencie uzyskania przez rozpędzany silnik prędkości obrotowej znamionowej i rozpoczęcia pracy w warunkach ustalonych. Prędkość obrotowa sprężarki w tym czasie maleje, gdyż zaczyna ona podawać coraz więcej powietrza, a tym samym energia odebrana od spalin przez turbinę jest zużywana na wykonanie pracy sprężania, a nie na uzyskanie maksymalnej prędkości obrotowej przez wirnik. Przeprowadzone rozważania pozwoliły na ilościowe określenie zjawiska negatywnego wpływu turbodoładowania na właściwości dynamiczne silnika i napędzanego przezeń pojazdu oraz stwierdzenie, że skutki te wyrażają się wydłużeniem czasu rozpędzania pojazdu i pracy silnika poza granicą dymienia.

Mimo to konstruktorzy dążą do zniwelowania niekorzystnych skutków turbodoładowania jako jednego z najskuteczniejszych sposobów poprawy wskaźników silnika.

3.4. Dobór urządzenia doładowującego

Turbosprężarka jest dobierana do określonego silnika dwuetapowo, z wykorzystaniem charakterystyki sprężarki wykonanej w układzie spręż-wydatek (rys. 3.27).

W pierwszym etapie określa się zapotrzebowanie powietrza przez silnik, obliczone z wzoru

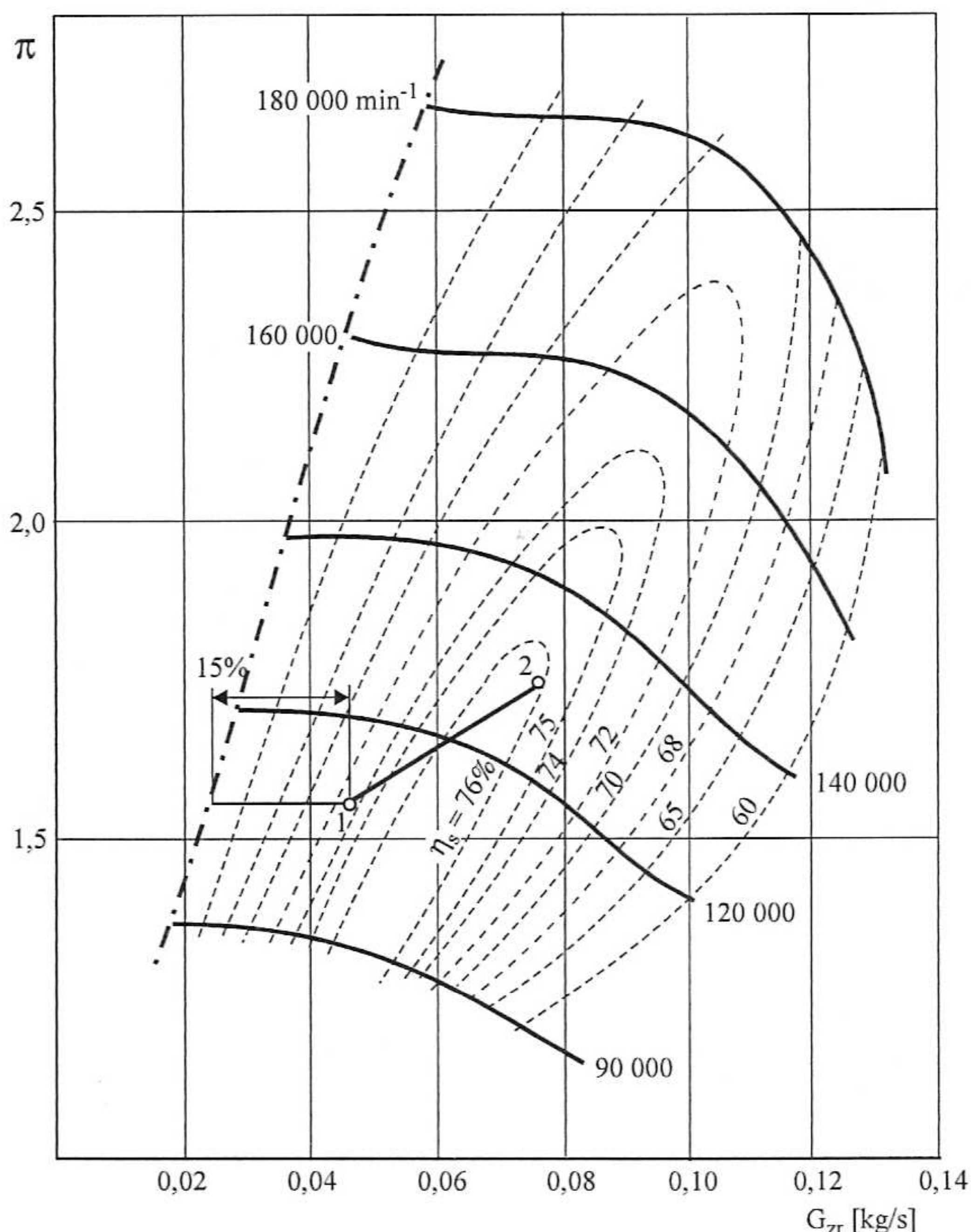
$$V_o = 35{,}4 \cdot 10^{-3} V_{ss} \pi^{\frac{1}{m}} n \eta_v \varphi \frac{1}{\varrho_p}$$

przy czym współczynnik przepłukania φ przyjmuje wartości 1,05 ÷ 1,2 [73]. Pozostałe wielkości występujące we wzorze wynikają z danych konstrukcyjnych silnika. Wartości wymaganych wydatków nanosi się na charakterystykę sprężarki, tak by przebiegała ona w obszarze największej jej sprawności. Należy przy tym spełnić warunek, by punkt oznaczający najmniejszy wydatek powietrza wymagany przez silnik leżał w odległości co najmniej 15% całkowitego wydatku od linii pompowania (rys. 3.27). Linia ta ogranicza charakterystykę od lewej strony i praca poza nią może być niebezpieczna dla sprężarki w wyniku urywania się strug powietrza z łopatek wirnika z prędkością okołodźwiękową, co w efekcie może prowadzić do uszkodzenia wirnika. Kilka przykładów typowych charakterystyk turbosprężarek oraz przekrój anatomiczny jednej z nich pokazano na rys. 3.28 do 3.31.

Ważniejsze parametry robocze omawianych turbosprężarek na tle bardzo nowoczesnych konstrukcji podano w tablicy 3.5.

Drugi etap doboru turbosprężarki jest bardziej skomplikowany, gdyż dotyczy jej doboru dynamicznego.

Doładowanie turbosprężarkowe samochodowych silników wysokoprężnych znalazło szerokie zastosowanie mimo trudności wynikających z częstej zmiany obciążeń i prędkości obrotowych silnika doładowanego, powodujących zmiany temperatury spalin i prędkości obrotowych wirnika zespołu doładowującego. Prowadzi to w efekcie do nienadążania turbosprężarki z podawaniem powietrza



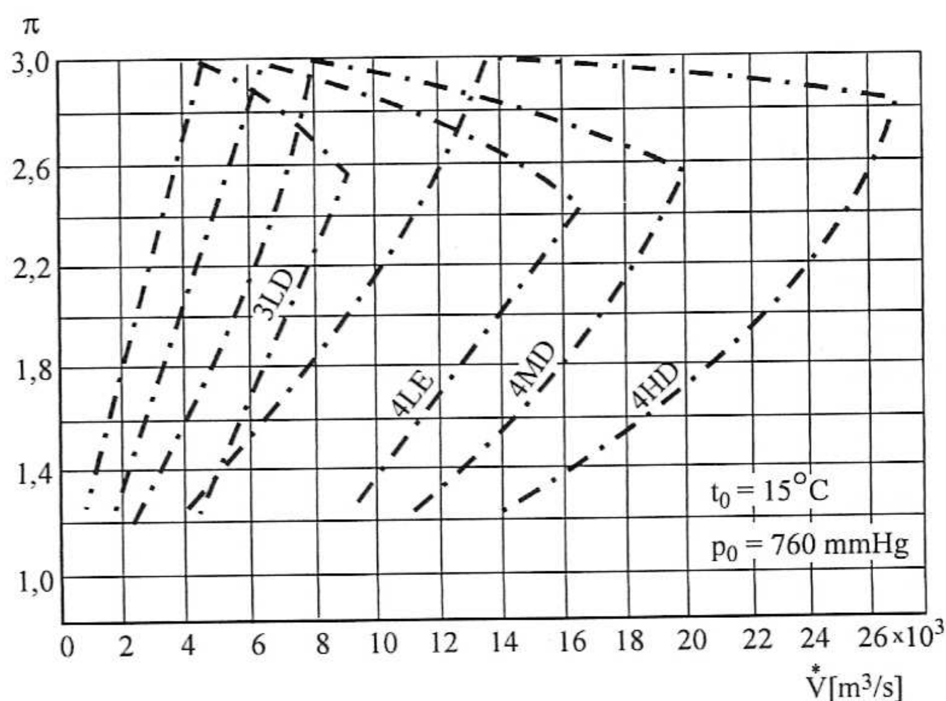
Rys. 3.27. Charakterystyka turbosprężarki Mitsubishi TD04-09B
1–2 — linia współpracy silnika z turbosprężarką, G_{zr} — zredukowany wydatek powietrza

doładowywanemu silnikowi. Niedomiar powietrza w stosunku do wtryśniętej dawki paliwa powoduje
— zwiększone zadymienie spalin,
— chwilowe zmniejszenie momentu obrotowego silnika.

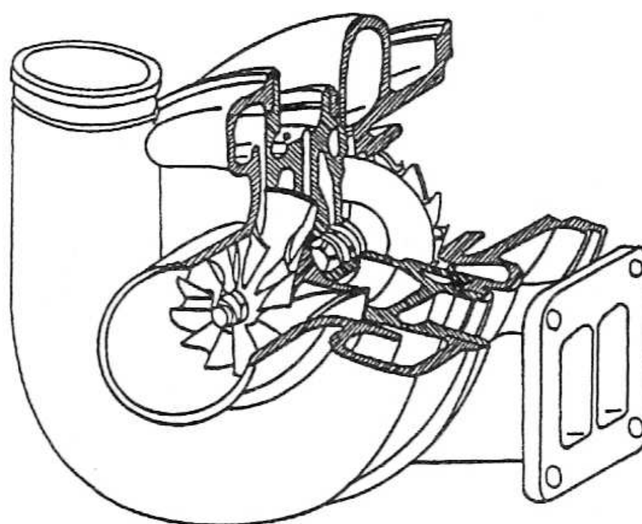
Wymagania zapewnienia należytych właściwości dynamicznych samochodom ciężarowym oraz bardzo rygorystyczne warunki dotyczące zanieczyszczenia atmosfery spalinami, skłoniły szereg wytwórni produkujących silniki wysokoprężne do wyposażenia ich w urządzenia zmniejszające dawkę pompy wtryskowej w przypadku obniżenia się ciśnienia doładowania. Powoduje to bezdymną pracę silnika nawet w stanach nieustalonych, lecz pogarsza równocześnie jego właściwości dynamiczne. Dlatego też do samochodowych silników wysokoprężnych jest

Tabl. 3.5. Parametry robocze niektórych turbosprężarek

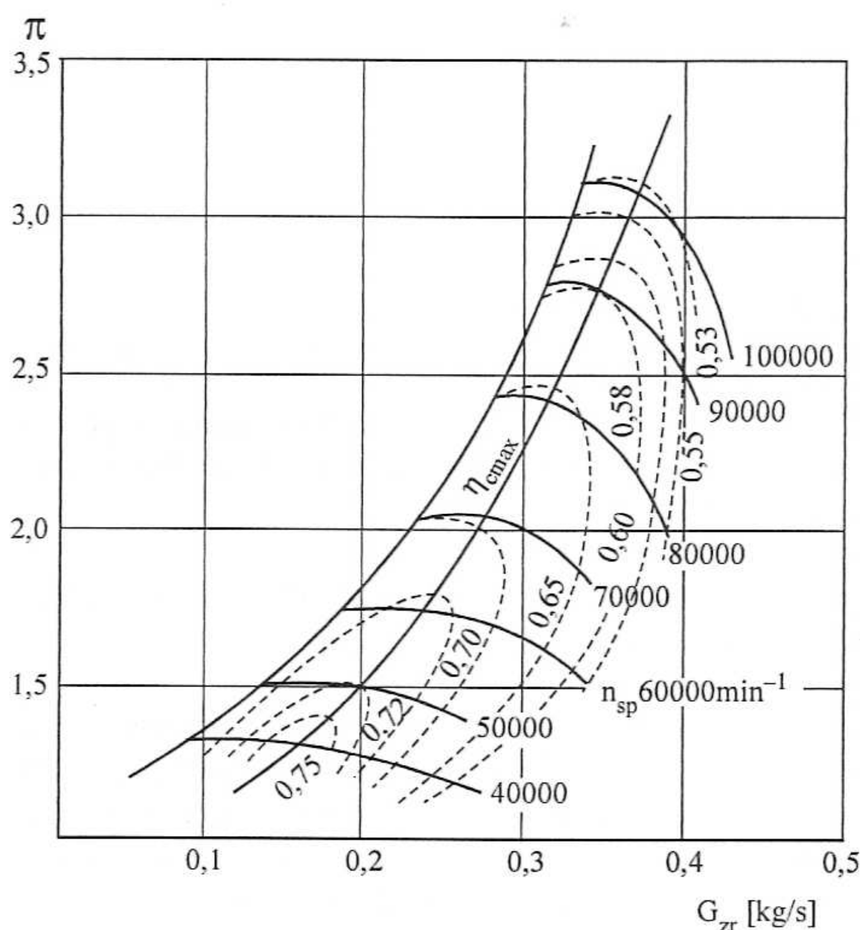
Turbosprężarka	Moc silnika doładowanego kW	Prędkość obrotowa turbosprężarki min^{-1}	Wydatek powietrza m^3/s	Spręż
Eberspächer 23350/3/KN	50÷150	50 000	0,05÷0,35	2,1
Eberspächer-Bosh EB10/12	110÷184	85 000	0,05÷0,45	do 3,0
KKK 3HD-354	50÷110	90 000	0,08÷0,35	do 3,4
KKK 4B-754	75÷150	80 000	0,09÷0,5	do 3,4
Holset 3LD	40÷80	100 000	0,015÷0,22	3
Holset 4LE	40÷100	85 000	0,016÷0,44	3
Holset 4MD	60÷270	75 000	0,22÷0,65	3
Garret T04-76	40÷80	105 000	0,015÷0,20	2,35
Mitsubishi TD04-09B	30÷70	180 000	0,02÷0,15	2,7
WSK B85 01	40÷110	100 000	0,015÷0,40	3,15



Rys. 3.28. Charakterystyki wydatków typoszeregu turbosprężarek Holset



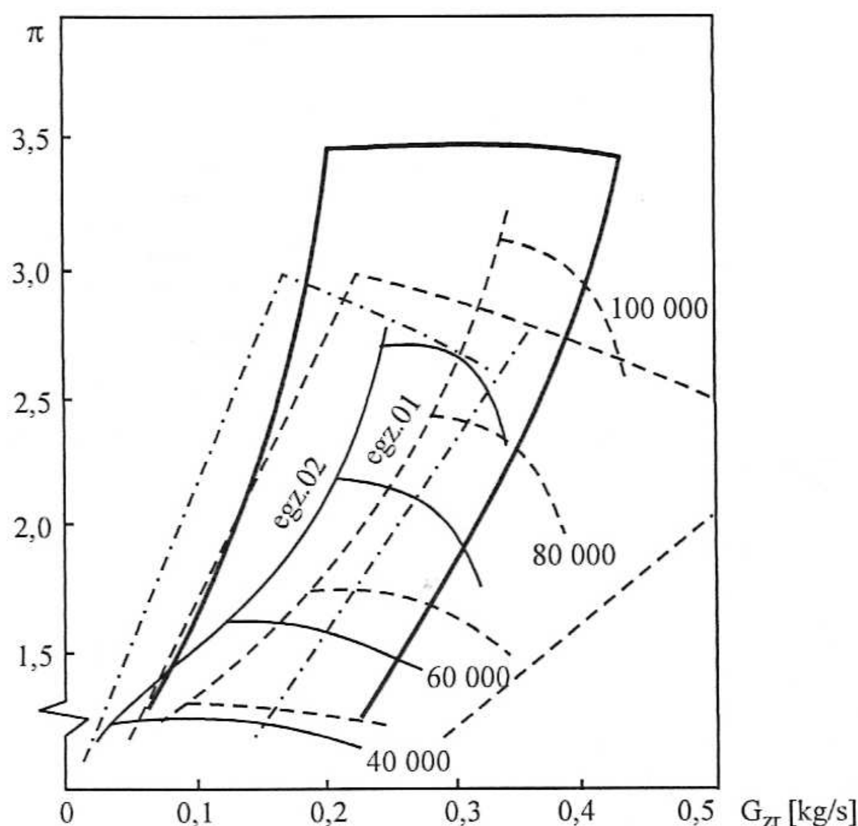
Rys. 3.29. Przekrój anatomiczny turbosprężarki WSK B-85



Rys. 3.30. Charakterystyka turbosprężarki WSK B-85

η_{cmax} — linia maksymalnej sprawności całkowitej układu silnik-turbosprężarka, n_{sp} — prędkość obrotowa turbosprężarki, G_{zr} — zredukowany wydatek powietrza

wymagany bardzo staranny dobór dynamiczny turbosprężarki, oprócz doboru statycznego, tj. przeprowadzonego na podstawie jej charakterystyki konwencjonalnej w układzie spręż-wydatek. Najbardziej przydatne są do tego metody graficzne, pozwalające na szybkie określenie wpływu parametrów regulacyjnych silnika i turbosprężarki na ich współpracę. Metody te z reguły opierają się na pewnych uproszczeniach i ostateczny dobór turbosprężarki do silnika musi odby-



Rys. 3.31. Porównanie charakterystyk turbosprężarek Holset i B-85
–·–·– Holset 3LD, ---- Holset 4LE, ▬▬ B-85, G_{zr} — zredukowany wydatek powietrza

wać się doświadczalnie. Dla turbosprężarek napędzanych przez silnik energią spalin o stałym ciśnieniu opracowano taką metodę przyjmując następujące założenia:
— stałą optymalną regulację silnika,
— stałe przepłukanie, stałą sprawność napełnienia i spalania,
— przepływ przy prędkościach podkrytycznych i w warunkach ustalonych,
— zasilanie turbiny pod stałym ciśnieniem,
— stałą sprawność sprężarki η_s i turbiny η_t.

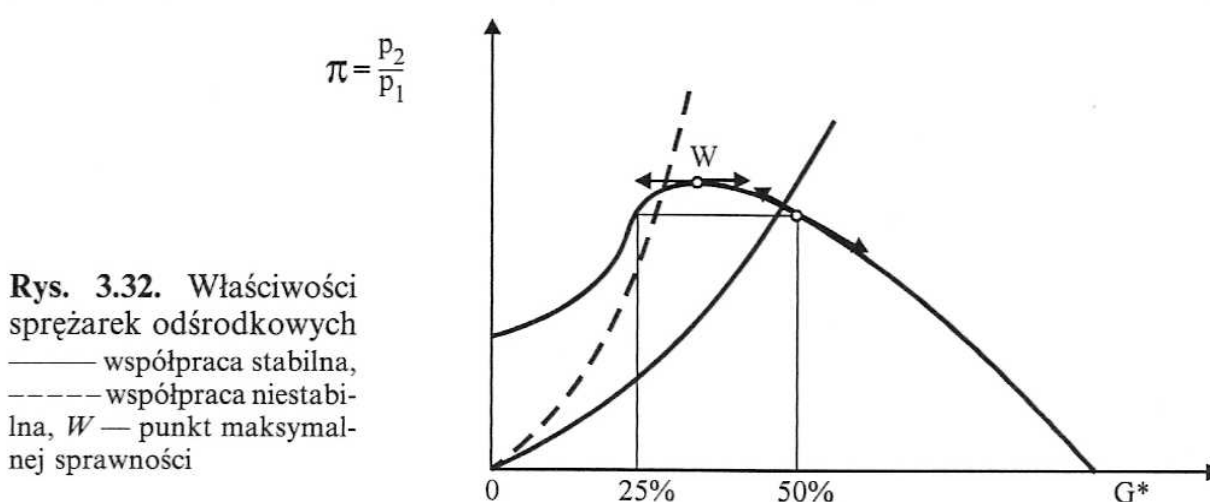
Metoda ta ułatwia w znacznym stopniu dobór turbosprężarki do silnika średniej lub dużej mocy, który w większości przypadków napędza ją — jak powiedziano — energią spalin o stałym ciśnieniu. Jest ona mało przydatna, gdy trzeba dobrać turbosprężarkę do szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego typu samochodowego, z reguły napędzaną pulsacyjnie. Na rysunku 3.4 wyjaśniono przyczyny stosowania pulsacyjnego napędu turbosprężarek doładowujących silniki samochodowe, zapewniających stopień doładowania w granicach 20÷30% (Leyland 410, MAN 2858M, Mercedes-Benz OM 403VA).

Analizę wykorzystania energii spalin przedstawioną na rysunku 3.4 przeprowadzono na podstawie porównania rozporządzalnego spadku entalpii dla założonej ilości spalin przepływających przez turbinę. Jeśli stopień doładowania nie przekracza 30%, system pulsacyjny pozwala na lepsze wykorzystanie energii spalin, a tym samym lepsze przyspieszenie turbosprężarki i silnika doładowanego, mimo mniejszej sprawności turbiny.

Niedogodnością systemu pulsacyjnego jest fakt, że w przypadku silnika czterosuwowego wymaga on łączenia przewodów wylotowych cylindrów o ko-

lejności zapłonu co najmniej 240°OWK [73], a tym samym układ wylotowy silnika ulega skomplikowaniu.

Współczesne turbosprężarki do silników samochodowych są wykonywane jako konstrukcje o dużym podobieństwie geometrycznym (Schwitzer, Holset, KKK, TKR). Najczęściej turbosprężarka taka składa się ze sprężarki odśrodkowej i turbiny promieniowej. Sprężarki odśrodkowe charakteryzują się pewnymi właściwościami przedstawionymi na rysunku 3.32. Przedstawiono na nim zależność między wydatkiem a sprężem sprężarki odśrodkowej obracającej się ze stałą prędkością. Maksymalne wartości ciśnienia (sprężu) występują przy 25 do 50% całkowitego wydatku i sprawność sprężarki w tym obszarze jest największa. Zaletą pracy sprężarki w pobliżu punktu maksymalnej sprawności jest minimalne nagrzewanie się sprężonego powietrza.



Rys. 3.32. Właściwości sprężarek odśrodkowych
——— współpraca stabilna,
- - - - - współpraca niestabilna, *W* — punkt maksymalnej sprawności

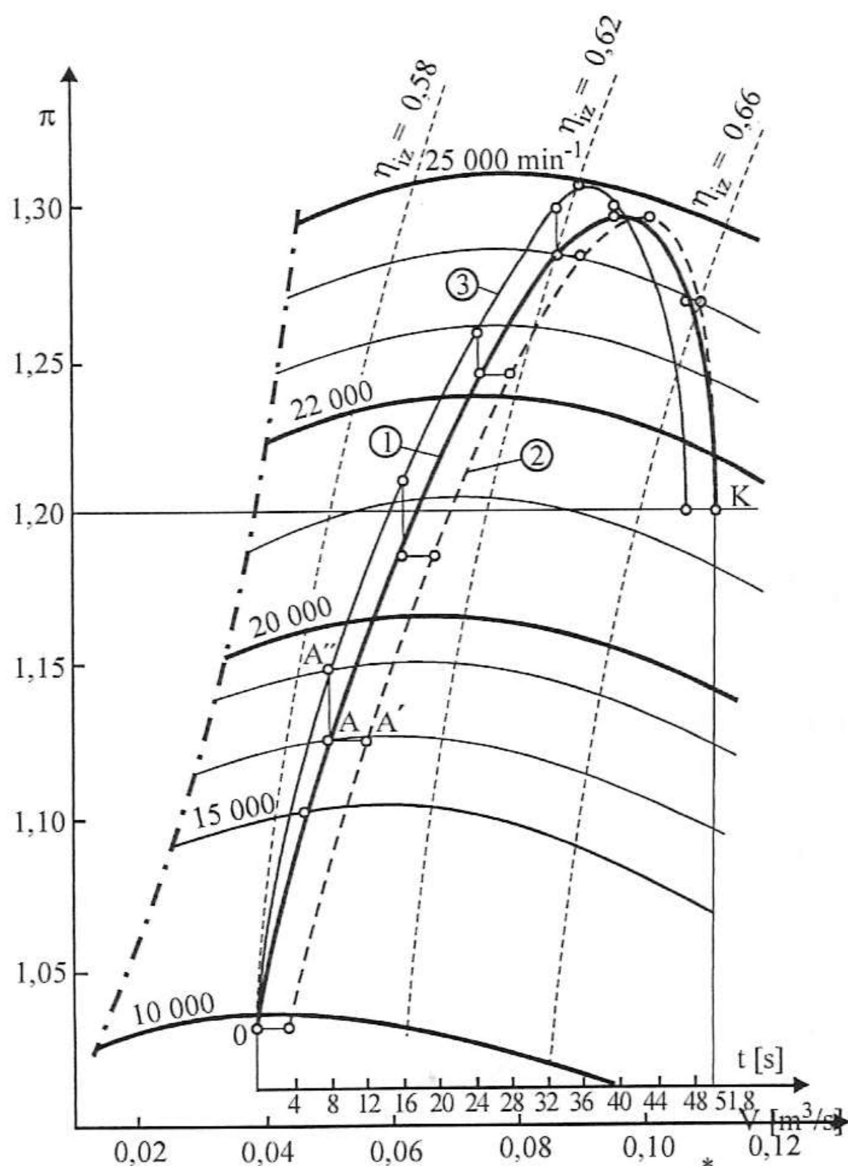
Praca sprężarki na lewo od punktu wierzchołkowego *W* jest niestabilna, natomiast na prawo — stabilna. Dlatego też pożądane jest, aby sprężarka współpracowała z odbiornikiem na opadającej gałęzi krzywej. W procesie, który z natury rzeczy jest niestabilny, sprężarka dąży do jak najszybszego uzyskania punktu wierzchołkowego *W* dla określonej prędkości obrotowej, od którego w prawo zaczyna się jej stabilna praca.

Niestabilna praca sprężarki występuje po przenoszeniu granicy pompowania lub w procesie gwałtownego przyspieszania, kiedy to zachodzi urywanie się strugi powietrza z łopatek wirnika, powodujące nienadążanie sprężarki z podawaniem powietrza niezbędnego silnikowi do całkowitego spalenia zwiększającej się dawki paliwa. Wykorzystując te właściwości sprężarek odśrodkowych, opracowano metodę doboru dynamicznego turbosprężarki na stanowisku bezwładnościowym.

Stanowisko bezwładnościowe umożliwia przeprowadzenie badań doładowanego silnika w warunkach jego rzeczywistych obciążeń, występujących w trakcie przyspieszania układu, jak to ma miejsce w przypadku napędzania samochodu silnikiem turbodoładowanym. Na korzyść stanowiska bezwładnościowego przemawia możliwość uzyskania większej powtarzalności wyników niż w warunkach badań drogowych, gdzie jest to utrudnione na skutek działania takich

czynników, jak zmiana stanu nawierzchni, zmiana sił oporu powietrza, zmiana stanu cieplnego silnika czy też ilości powietrza zasysanej przez sprężarkę. Poza tym stanowisko bezwładnościowe pozwala na dogodniejszą zabudowę elektronicznych urządzeń pomiarowych oraz zabezpieczenie ich przed szkodliwymi drganiami, co jest trudne do uniknięcia przy badaniach drogowych. Badania na stanowisku bezwładnościowym zapewniają dokładny pomiar parametrów współpracy układu silnik-turbosprężarka w trakcie symulowanego rozpędzania silnika i dobór dynamiczny turbosprężarki do silnika.

Opisywana metoda polega na wrysowaniu w obszar charakterystyki statycznej turbosprężarki przebiegu jej rozpędzania na stanowisku bezwładnościowym, uzyskanego z oscylogramu (rys. 3.33). Proces rozpędzania turbosprężarki od jej prędkości obrotowej odpowiadającej prędkości biegu jałowego silnika do prędkości odpowiadającej ustabilizowanej pracy przy założonym ciśnieniu doładowania przedstawia krzywa *1* na rysunku 3.33. Rozpędzanie zaczyna się



Rys. 3.33. Metoda doboru dynamicznego turbosprężarki [49] (opis w tekście)
1 — wydatek rzeczywisty, *2* — wydatek z obliczeń statycznych, *3* — wydatek wymagany

w punkcie *O* i kończy w punkcie *K*, gdy prędkość obrotowa turbosprężarki i ciśnienie podawanego przez nią powietrza ustala się. Krzywą tę uzyskano z oscylogramu rozpędzania silnika i turbosprężarki, nanosząc uzyskane przez sprężarkę prędkości obrotowe w stałych odstępach czasu, do czego służy oś pozioma, wyrysowana dodatkowo na charakterystyce sprężarki. Jeśli wydatki turbosprężarki w procesie rozpędzania są za małe — biorąc pod uwagę niepełne spalanie wtryśniętych dawek paliwa — można za pomocą wzoru (3.3) wyznaczyć wymagane ilości powietrza, które powinna zapewnić sprężarka w procesie rozpędzania. Wydatki te przedstawia krzywa *2* na rysunku 3.33. Krzywa ta na części rosnącej leży w prawo od krzywej *1* i dlatego punkt *A* przedstawia większy wydatek niż punkt *A'*, dla tej samej wartości ciśnienia doładowania. Wynika z tego, że turbosprężarka w punkcie *A*, który określa odcięta (czas rozpędzania), powinna podać ilość powietrza przedstawioną przez punkt *A'* (o większej wartości wydatku), co jest nie do przyjęcia, gdyż w takim przypadku nienadążanie turbosprężarki jeszcze by się zwiększyło. Wykorzystując równanie stanu gazu, można wyznaczyć punkt *A''* leżący na tej samej odciętej, co punkt *A* (ten sam czas rozpędzania), w którym masowy wydatek powietrza będzie równy wydatkowi w punkcie *A*.

Do tego celu wystarczy znać przebieg zmian temperatury powietrza podawanego przez sprężarkę w procesie rozpędzania, który można zarejestrować oscylografem podczas badań na stanowisku bezwładnościowym. W ten sposób, znając pozostałe wielkości występujące w równaniu stanu gazu, należy wyznaczyć punkt *A''*, tj. ciśnienie *p* powietrza podanego przez sprężarkę.

$$p = \frac{\overset{*}{G} R T}{\overset{*}{V}} \cdot 10^{-3} \quad \text{[kPa]} \tag{3.3}$$

gdzie:

$\overset{*}{G}$ — wymagana masa powietrza, która zapewni zupełne spalenie każdorazowo wtryśniętej dawki paliwa (odpowiada punktowi A'), kg/s,

R — stała gazowa powietrza, $\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg \cdot K}}$,

T — temperatura powietrza w turbosprężarce (mierzona podczas rozpędzania dla rzędnej, na której leżą punkty *A* i *A''*), K,

$\overset{*}{V}$ — wydatek turbosprężarki w procesie rozpędzania (odpowiadający rzędnej punktów *A* i *A''*), m^3/s.

Postępując w opisany wyżej sposób wyznaczono krzywą *3* na rysunku 3.33, która przedstawia masowe wydatki powietrza zapewniające silnikowi zupełne spalenie wytryśniętych każdorazowo dawek paliwa, a tym samym wymagany przebieg rozpędzania turbosprężarki. Ponieważ krzywa *3* jest bardziej stroma od krzywej *1*, zatem turbosprężarka musi mieć większe przyspieszenie.

W ten sposób, znając przebieg rozpędzania turbosprężarki, można wyznaczyć jej wymagane przyspieszenia. Jeśli znana jest zależność funkcyjna między masowym momentem bezwładności wirnika turbosprężarki a jej przyspieszeniem w procesie rozpędzania, to można obliczyć moment bezwładności zapewniający turbosprężarce odpowiednie przyspieszenie, a tym samym nadążanie z podawaniem powietrza niezbędnego podczas rozpędzania.

Przykład zastosowania metody

Za pomocą opisanej metody dokonano doboru dynamicznego turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN do opisanego wcześniej ciągnikowego silnika wysokoprężnego o wtrysku bezpośrednim. Chodziło o to, by turbosprężarka ta zapewniała wydatki powietrza wystarczające do spalenia dawek paliwa wtryśniętych podczas rozpędzania silnika.

Badając wspomniany silnik na hamowni nie stwierdzono nadmiernego zadymienia spalin przy powolnej zmianie obciążeń i prędkości obrotowych silnika wywołanej hamulcem wodnym. Podczas gwałtownego przyspieszenia silnika na stanowisku bezwładnościowym zadymienie spalin przekraczało dopuszczalne wartości o około 70%, co świadczy o chwilowym niedomiarze powietrza podanego przez sprężarkę.

Zależność między przyspieszeniem a masowym momentem bezwładności wirnika turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN określono podczas badań silnika doładowanego na stanowisku bezwładnościowym. Aby uniknąć wpływu innych czynników niż moment bezwładności, badania przeprowadzono przy użyciu jednego rodzaju oleju silnikowego, utrzymując stały zakres zmian jego ciśnienia podczas przyspieszania układu oraz niezmienny stan cieplny silnika (stała temperatura oleju i wody chłodzącej). Wpływ parametrów powietrza zasysanego przez sprężarkę na jej wydatek, przyspieszenie i temperaturę spalin został uwzględniony przez ich redukcję do stałych warunków ($T_0 = 295$ K, $p_0 = 1{,}004$ MPa i $\varphi = 60\%$).

Zachowanie tych wymagań pozwoliło na wyznaczenie zależności funkcyjnej $\varepsilon = F(J)$ przyspieszenia turbosprężarki do masowego momentu bezwładności jej wirnika.

Przez wrysowanie w obszar charakterystyki statycznej turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN przebiegu jej rozpędzania na stanowisku bezwładnościowym dla założonego sprężu $\pi = 1{,}2$, otrzymano krzywą *1* z rysunku 3.33, przy czym masowy moment bezwładności wirnika wynosił $I = 1{,}1019 \cdot 10^{-3}$ kg · m^2 (11,2334 G cm s^2).

Biorąc pod uwagę czas rozpędzania turbosprężarki od prędkości minimalnej do uzyskania prędkości maksymalnej, wyznaczono jej średnie przyspieszenie kątowe $\varepsilon = 5{,}721$ s^{-2}. Zgodnie z założeniami opisanej metody rozpędzanie turbosprężarki powinno przebiegać wg krzywej *3* i obliczone dla niej w analogiczny sposób przyspieszenie wynosi $\varepsilon = 7{,}18$ s^{-2}.

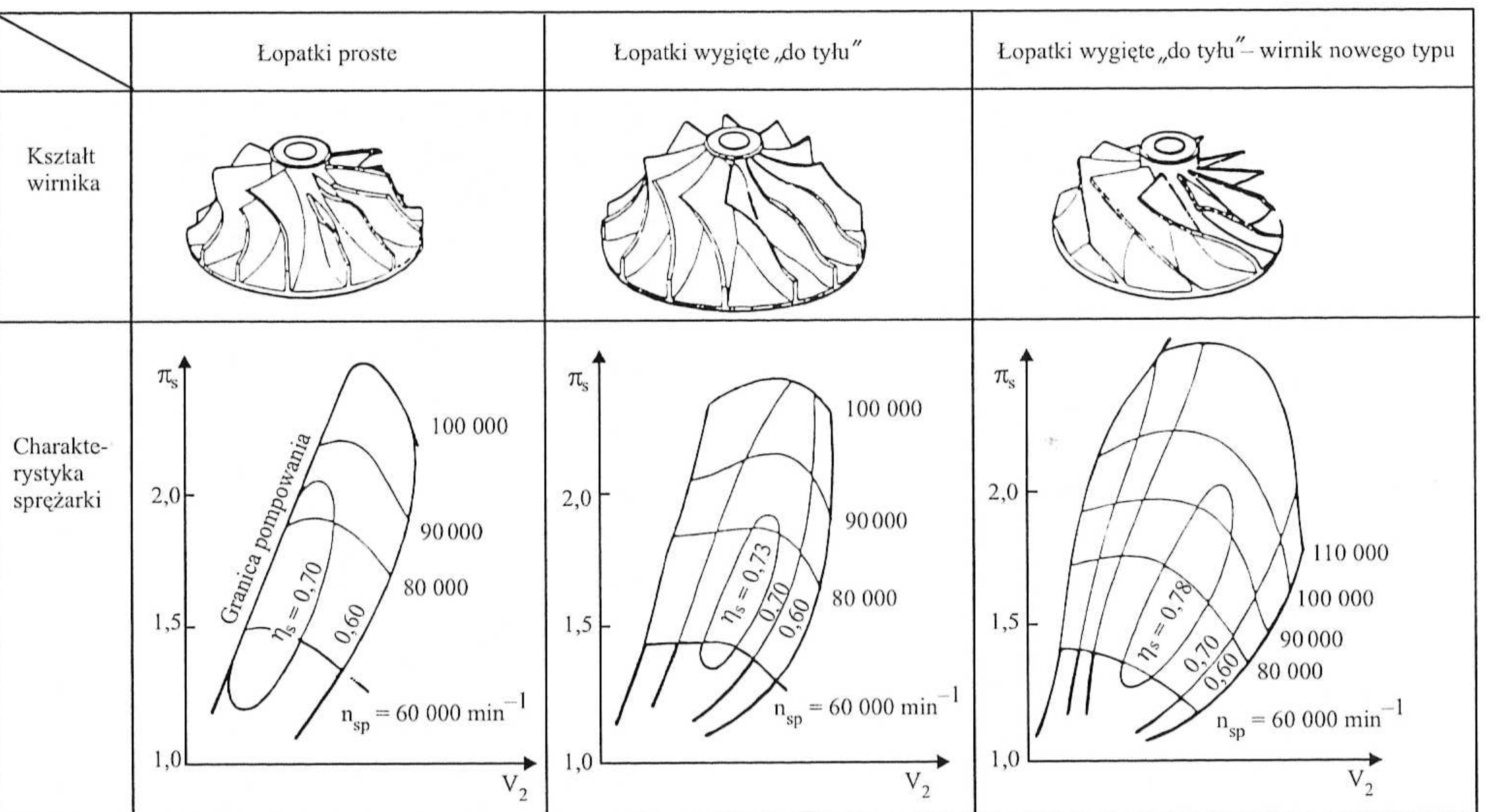
Znając z opisanych wyżej badań zależność empiryczną: $\varepsilon = 5{,}344 - 2{,}891 \times \times (I - 11{,}3553)$ s^{-2}, można wyznaczyć wartość masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN zapewniającą silnikowi wymagane wydatki powietrza podczas jego pracy w warunkach trakcyjnych:

$$7{,}18 = 5{,}344 - 2{,}891\ (I - 11{,}3553),$$

stąd

$$I = 10{,}7\ [\text{G cm s}^2] = 1{,}0496 \cdot 10^{-3}\ [\text{kg} \cdot \text{m}^2].$$

Obliczony moment bezwładnościowy można osiągnąć zmniejszając moment bezwładności wirnika fabrycznego o 4,7%, tj. jego masę o 2,4%. Jak więc widać



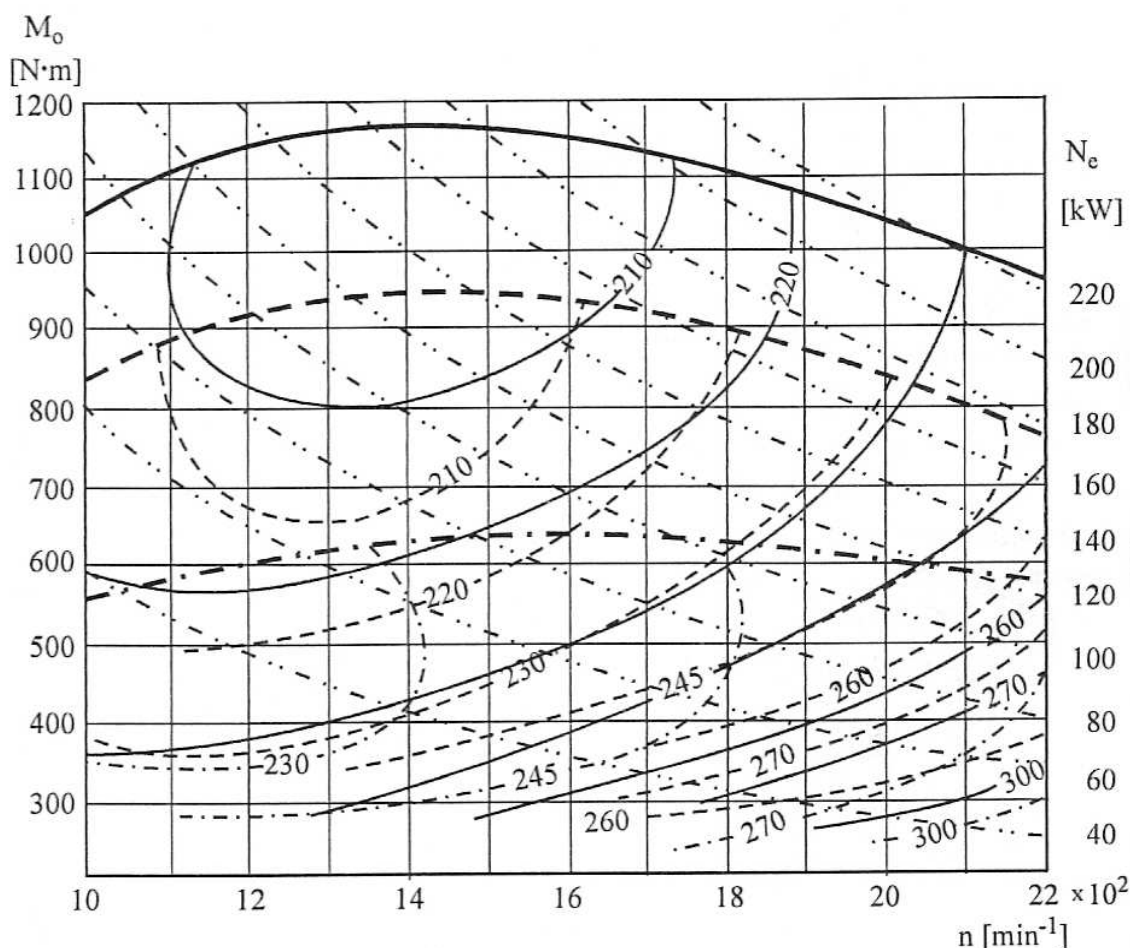
Rys. 3.34. Zależność pola charakterystyki od kształtu wirnika sprężarki

z przytoczonego przykładu, do dokonania doboru dynamicznego turbosprężarki niezbędna jest znajomość
— wymaganego przyspieszenia silnika,
— wymaganego przyspieszenia turbosprężarki,
— masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki.

Chcąc poprawić właściwości przepływowe sprężarek odśrodkowych i wpływać na kształt charakterystyki można stosować różne rodzaje wirników, jak to przedstawiono na rys. 3.34.

3.5. Osiągi silników turbodoładowanych

Zastosowanie doładowania turbosprężarkowego wiąże się ze zmianami wielu wskaźników charakteryzujących pracę silnika. Do lepszego zobrazowania różnic w osiągach silników wolnossących i doładowanych najbardziej nadaje się charakterystyka uniwersalna, przedstawiająca cały obszar pracy silnika.

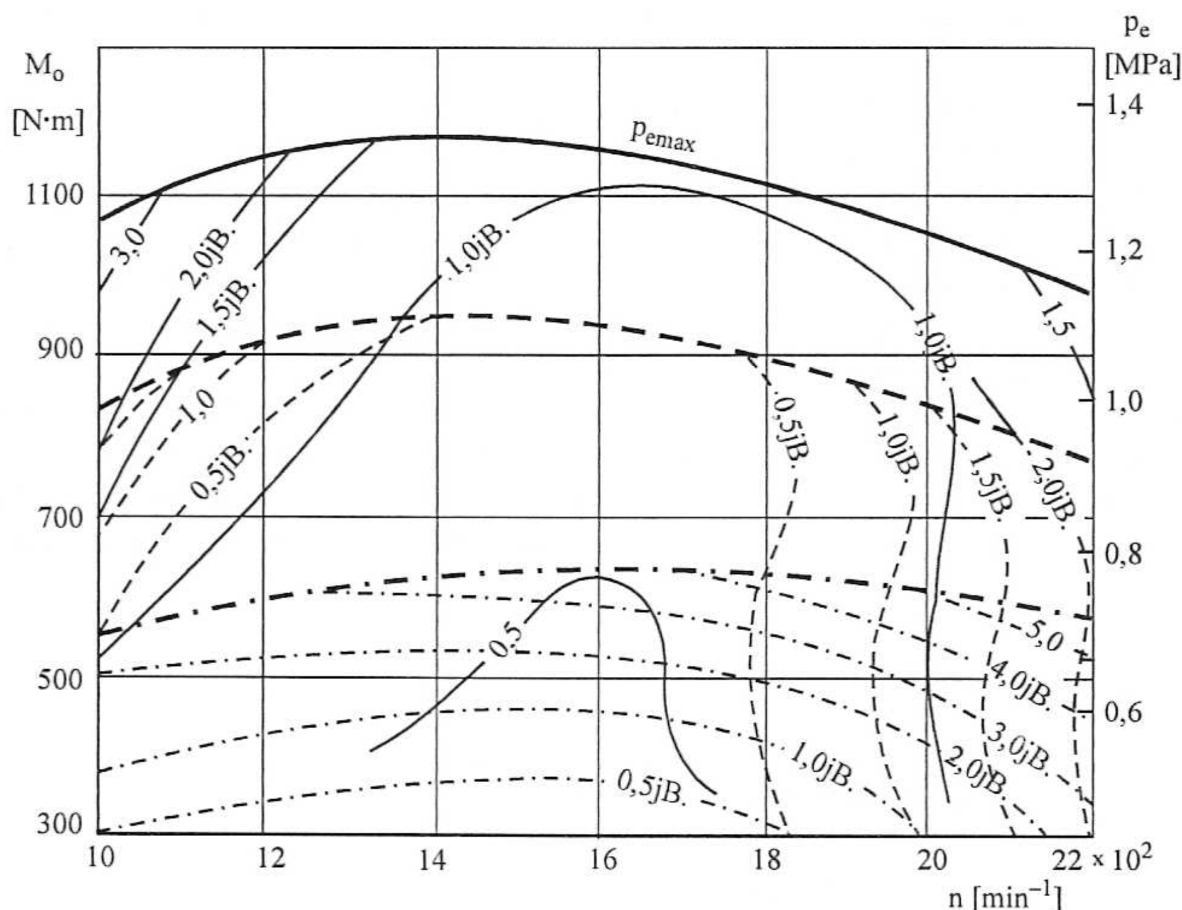


Rys. 3.35. Charakterystyka uniwersalna jednostkowego zużycia paliwa turbodoładowanego silnika SW 680 [27]
——— silnik doświadczalny, ----- silnik doładowany w wersji fabrycznej,
-·-·-·- silnik wolnossący, -··-··-··- hiperbole stałej mocy

Przykładem poprawy ekonomiczności pracy silnika SW 680 doładowanego turbosprężarką Holset 4 LE jest charakterystyka uniwersalna jednostkowego zużycia paliwa przedstawiona na rysunku 3.35.

Z rysunku tego widać wyraźną poprawę jednostkowego zużycia paliwa, które w wyniku doładowania zmniejszyło się o około 9,6% przy jednoczesnym znacznym zwiększeniu mocy. Również obszar objęty warstwicą najmniejszego zużycia paliwa w silniku doładowanym jest większy niż w silniku wolnossącym. Dotyczy to zarówno silnika o stopniu doładowania 30%, jak i o stopniu doładowania 63% (był to silnik doświadczalny).

Jeszcze korzystniej przedstawiało się zadymienie spalin, które w wyniku doładowania 30% uległo czterokrotnemu ograniczeniu. Jedynie w zakresie małych prędkości obrotowych wynik ten nie był tak korzystny, ale jest to objaw normalny, gdyż turbodoładowanie jest tym skuteczniejsze, im większa jest prędkość obrotowa silnika i turbosprężarki (rys. 3.36).



Rys. 3.36. Charakterystyka uniwersalna zadymienia spalin turbodoładowanego silnika SW 680 27

——— silnik doświadczalny, - - - - - silnik doładowany w wersji fabrycznej,
–·–·–·– silnik wolnossący

3.6. Rozbudowane systemy doładowania turbosprężarkowego

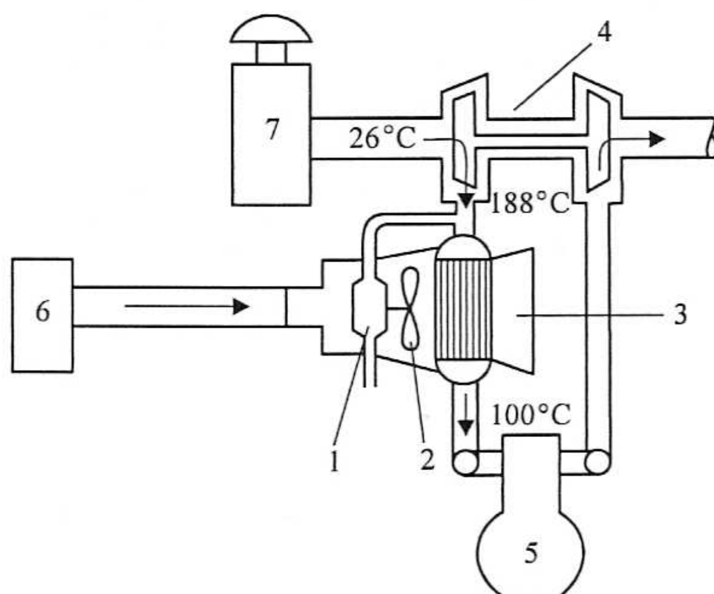
3.6.1. Doładowanie Maxidyn

Rozwiązanie typu Maxidyn polega na takim skoordynowaniu wydatku turbosprężarki z wydatkiem pompy wtryskowej, żeby silnik uzyskiwał maksymalny moment obrotowy zapewniając utrzymanie stałej mocy w zakresie małych prędkości obrotowych. W ten sposób niweluje się jedną z niedogodności turbodoładowania opisaną wcześniej (p. 3.5).

Zamierzenie to można zrealizować stosując dodatkową turbinę powietrza (*1*, rys. 3.37) napędzającą wentylator (*2*) chłodzący powietrze doładowujące.

Turbina powietrza napędzana sprężonym wstępnie powietrzem w turbosprężarce działa jak swego rodzaju regulator dostosowujący napełnienie powietrzem cylindrów silnika do jego prędkości obrotowej i obciążenia.

Każde zwiększenie chwilowego wydatku sprężarki turbosprężarki powoduje zwiększenie chwilowej wydajności wentylatora, a więc zwiększenie skuteczności chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza. Przy niewielkim natężeniu dopływu spalin do turbiny turbosprężarki (tj. podczas biegu jałowego silnika lub jego pracy z małym obciążeniem), a więc przy niewielkim wydatku powietrza doładowującego, które w znikomym stopniu zasila turbinę powietrza, wentylator chłodzący prawie nie wymusza przepływu powietrza przez chłodnicę, tak że powietrze dopływające do cylindrów prawie nie ulega schłodzeniu. Tego rodzaju więź gazowa między sprężarką turbosprężarki i turbiną powietrza sprawia, że chwilowa skuteczność chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza jest proporcjonalna do zmiennego natężenia dopływu spalin do turbiny turbosprężarki (czyli do prędkości obrotowej i obciążenia silnika). Odpowiednie opracowanie parametrów sterowanego przez turbinę powietrzną bezpośredniego chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza zapewnia praktyczne uniezależ-



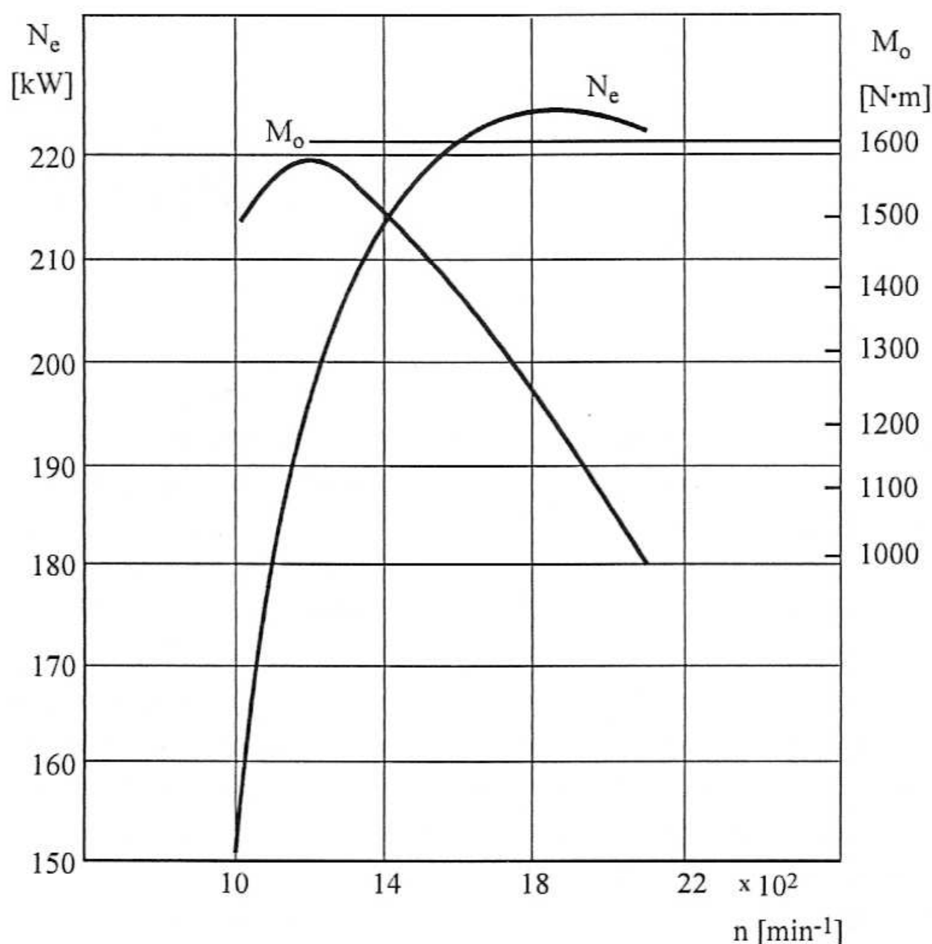
Rys. 3.37. Doładowanie Maxidyn
1 — turbina powietrza, *2* — wentylator, *3* — chłodnica powietrze-powietrze, *4* — turbosprężarka, *5* — silnik, *6* — filtr powietrza chłodzącego, *7* — filtr powietrza

nienie największej mocy użytecznej turbodoładowanego silnika wysokoprężnego od jego chwilowej prędkości obrotowej w stosunkowo szerokim przedziale jej zmienności.

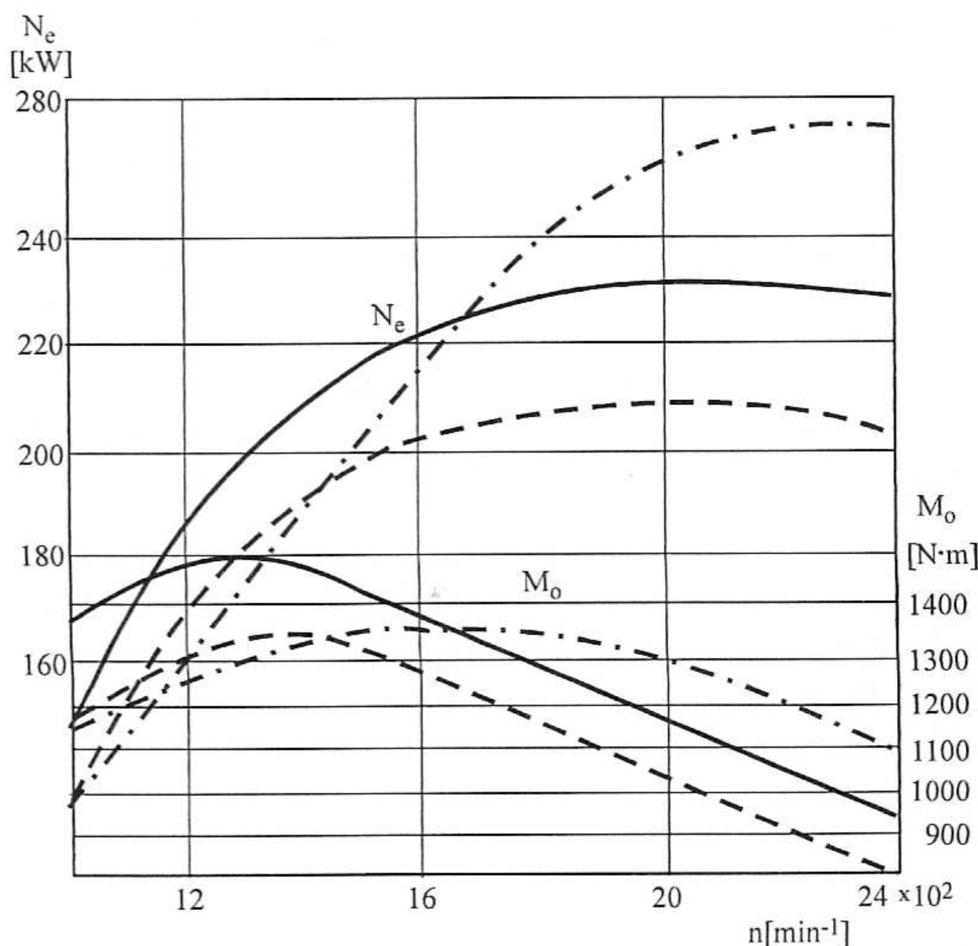
Szczególnie duże napełnienie cylindrów uzyskuje się wówczas, gdy napływa do nich powietrze o znacznej gęstości. Uzyskuje się to przez sprężenie do odpowiednio wysokiego ciśnienia, a następnie intensywne schłodzenie. Zapewnienie takiego turbodoładowania (wysokiego) stwarza różne problemy konstrukcyjno-technologiczne.

Doładowanie systemu Maxidyn wymaga dość wysokich ciśnień powietrza doładowującego, wynoszących od 0,220 do 0,262 MPa, co pozwala na uzyskiwanie przez silnik średniego ciśnienia efektywnego od 1,28 do 1,83 MPa.

Na rysunku 3.38 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika MACK-Maxidyn ENTB 675, a na rysunku 3.39 — charakterystyki silników ENDT 866 i 865 oraz ENDDT 865, które wskazują na możliwości kształtowania przebiegu krzywej momentu obrotowego w przypadku tego typu doładowania.



Rys. 3.38. Charakterystyka zewnętrzna silnika MACK-Maxidyn ENTB



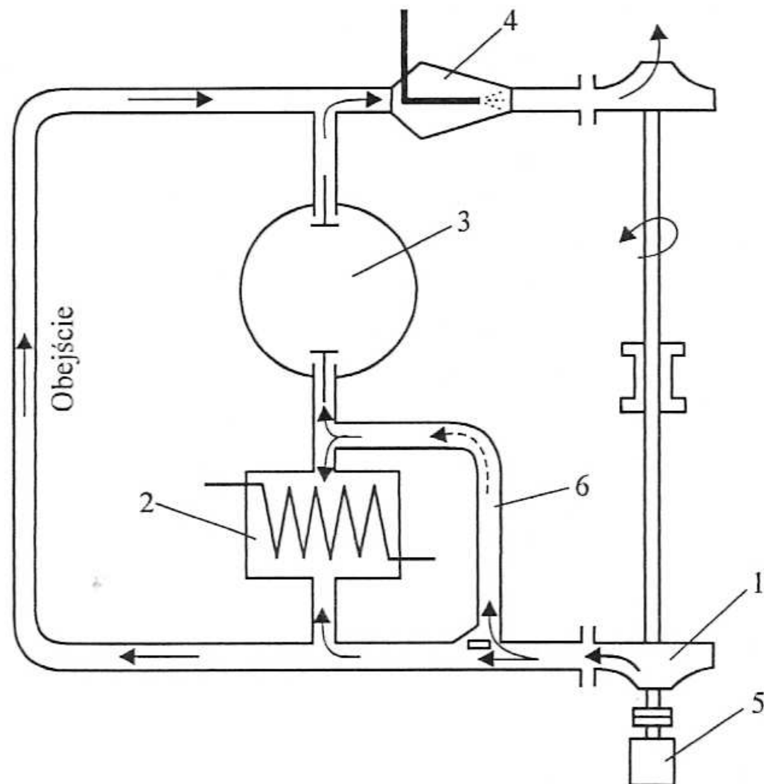
Rys. 3.39. Charakterystyka zewnętrzna silnika MACK-Maxidyn ENDDT i ENDT
——— silnik ENDDT 865, - - - - - silnik ENDT 865, –·–·– silnik ENDT 866

3.6.2. Doładowanie Hyperbar

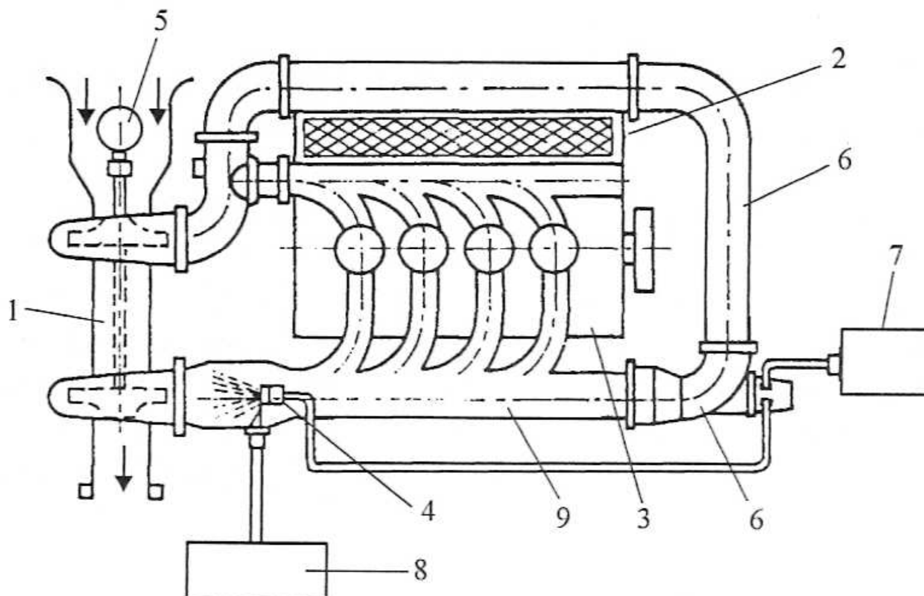
Doładowanie Hyperbar polega na zastosowaniu wysokowydajnej wytwornicy spalin, które wraz ze spalinami uchodzącymi z cylindrów silnika są doprowadzane do turbiny doładowującej go turbosprężarki. Pozwala to na zasilanie turbiny strumieniem energii ciśnienia wystarczającym do wysokiego doładowania silnika wysokoprężnego, szczególnie w zakresie małych prędkości obrotowych (co jest niemożliwe przy tradycyjnym turbodoładowaniu).

Instalacja doładowania Hyperbar (rys. 3.40) składa się z turbosprężarki (*1*) o dużym sprężu znamionowym, z chłodnicy powietrza (*2*), silnika (*3*), wytwornicy spalin (*4*), elektrycznego rozrusznika turbosprężarki (*5*) oraz odgałęzienia obejściowego (*6*) i zespołu wysokociśnieniowych pomp do zasilania paliwem wytwornicy spalin oraz olejem łożysk wirników.

Silnik z doładowaniem Hyperbar jest uruchamiany pneumatycznie (silnik czołgu AMX) — rys. 3.41, a turbosprężarka w tym czasie jest zasilana wyłącznie z wytwornicy spalin. Do cylindrów silnika niechłodzone sprężone powietrze wstępnie napływa wówczas przez odgałęzienie obejściowe chłodnicy, ulegając dodatkowemu nagrzewaniu od spalin (będących w recyrkulacji), z którymi miesza się w strefie ich wypływania z wytwornicy.



Rys. 3.40. Doładowanie Hyperbar
1 — turbosprężarka, *2* — chłodnica powietrza, *3* — silnik, *4* — wytwornica spalin, *5* — rozrusznik turbosprężarki, *6* — odgałęzienie obejściowe



Rys. 3.41. Silnik doładowany Hyperbar
1 — turbosprężarka, *2* — chłodnica powietrza, *3* — silnik, *4* — wytwornica spalin, *5* — rozrusznik turbosprężarki, *6* — odgałęzienie obejściowe, *7* — pompy wysokociśnieniowe, *8* — urządzenie zapłonowe, *9* — kolektor wylotowy

Stosowanie tego doładowania zapewnia różne korzyści z punktu widzenia funkcjonowania silnika wysokoprężnego. Przy dużym sprężu znamionowym turbosprężarki można obniżyć stopień sprężania silnika, co pozwala na uzyskiwanie dużego średniego ciśnienia użytecznego bez konieczności przekraczania dopuszczalnych obciążeń mechanicznych i cieplnych. Umożliwia to sterowanie podstawowymi parametrami silnika, a szczególnie przebiegiem krzywej momentu obrotowego, co poprawia pracę silnika w warunkach nieustalonych i zapewnia

dobre właściwości dynamiczne silnikowi. Dodatkowym plusem zastosowania doładowania Hyperbar jest łatwość rozruchu zimnego silnika w niskich temperaturach otoczenia (dzięki zastosowaniu wytwornicy spalin).

Do niedogodności stosowania tego urządzenia należy zaliczyć dość duże jednostkowe zużycie paliwa przez silnik (w okresach działania wytwornicy spalin), znaczny koszt urządzenia oraz dość dużą toksyczność spalin (typowe dla wysokiego doładowania), wyrażającą się znaczną zawartością tlenków azotu w spalinach. Dlatego też rozwiązanie to znalazło zastosowanie głównie w pojazdach wojskowych (silnik POYAUD czołgu AMX).

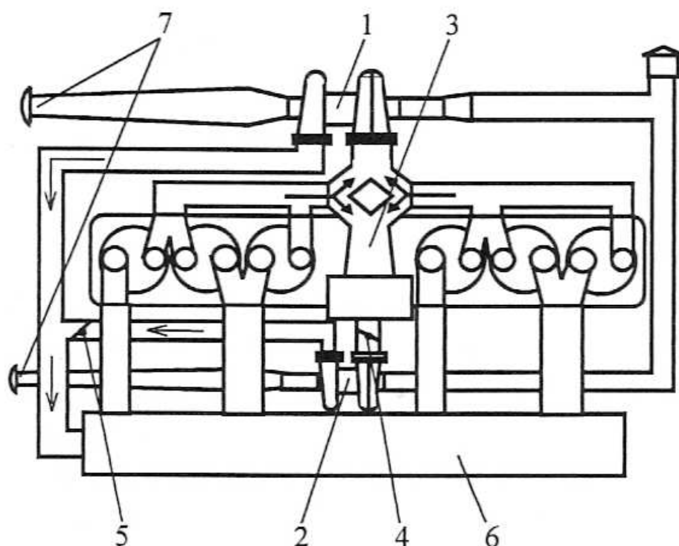
Wartości sprężu w konstrukcjach wykonanych wynoszą od 2,7 do 5,5, natomiast przy zmniejszonych stopniach sprężania — 7,8 do 9,2, przy średnim ciśnieniu użytecznym 1,36 do 3,215 MPa i maksymalnym ciśnieniu spalania 14 do 16,5 MPa.

3.6.3. Doładowanie sekwencyjne

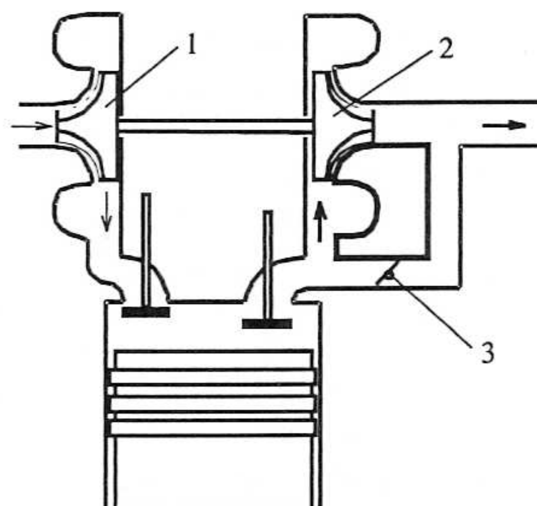
Doładowanie to polega na zastosowaniu dwóch turbosprężarek, przy czym w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych silnika pracuje jedna z nich (większa), a następnie w miarę zwiększania prędkości obrotowej i obciążenia silnika włącza się druga.

Ten system doładowania, stosowany przez tak znane firmy jak Volvo, FIAT czy Porsche zostanie przedstawiony na przykładzie wcześniej omawianego silnika SW 680.

Zmodyfikowany układ przepływu powietrza i spalin silnika SW-680, dostosowany do pracy w systemie doładowania zakresowego, ilustruje rysunek 3.42. Przy małych obciążeniach silnika i małej prędkości obrotowej całkowita masa spalin przepływa przez większą turbosprężarkę (*1*). Jest ona jednak mniejsza niż w przypadku doładowania konwencjonalnego, dzięki czemu można oczekiwać wzrostu ciśnienia doładowania w tym obszarze charakterystyki silnika. Zawór (*4*) zamyka dopływ spalin do drugiej, mniejszej turbosprężarki (*2*), a zawór (*5*) odcina



Rys. 3.42. Schemat układu doładowania zakresowego
1 — turbosprężarka większa, *2* — turbosprężarka mniejsza drugiego zakresu, *3* — rozgałęzienie z wymiennikiem impulsów, *4* — przepustnica między turbiną a silnikiem, *5* — przepustnica między sprężarką a silnikiem, *6* — kolektor dolotowy, *7* — wlot powietrza przystosowany do pomiaru wydatku



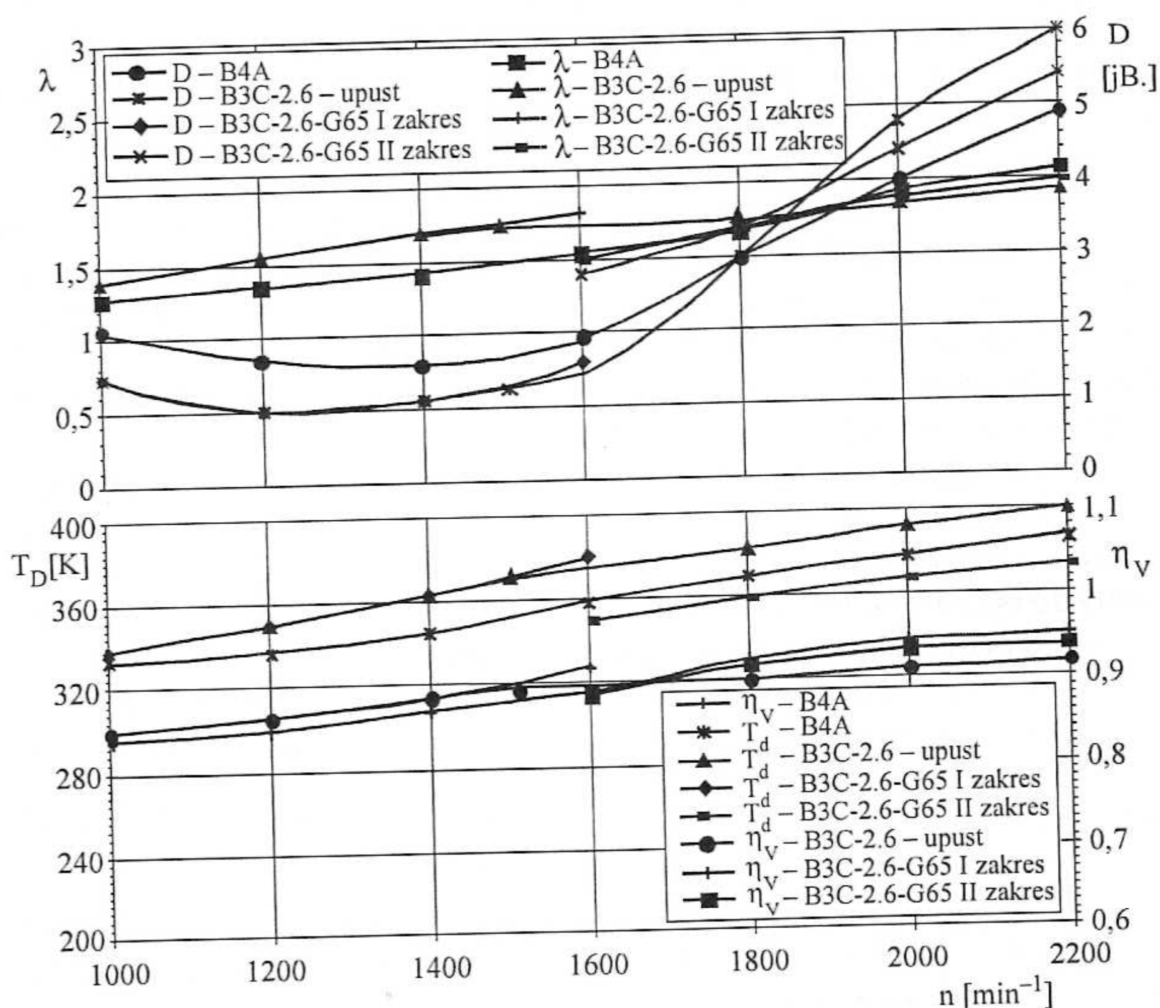
Rys. 3.43. Schemat układu regulacji doładowania z upustem spalin
1 — sprężarka, *2* — turbina, *3* — zawór upustowy

sprężarkę od zbiornika wyrównawczego układu dolotowego (*6*), w którym panuje ciśnienie doładowania wytwarzane przez pracującą, większą sprężarkę. Przy wzroście ciśnienia doładowania do wymaganej wartości konieczne jest zmniejszenie masowego natężenia spalin przepływających przez pracującą turbinę dzięki otwarciu zaworu (*4*), powodującemu upust części spalin i włączenie do pracy drugiej turbiny. Tak więc w tym układzie doładowania upuszczanie części spalin, mające na celu ograniczenie wartości ciśnienia doładowania, nie wiąże się z oczywistą stratą energii, jak to jest w przypadku upustowej regulacji parametrów doładowania w rozumieniu konwencjonalnym (rys. 3.43).

Charakterystyki uzyskane na podstawie wyników badań wstępnych świadczą o poprawie wszystkich (oprócz zadymienia) efektywnych wskaźników pracy badanego silnika, prowadzącej do znacznego zwiększenia momentu obrotowego. Jest to szczególnie zauważalne w pierwszym zakresie prędkości obrotowych silnika, w którym uzyskano znaczne przyrosty momentu obrotowego bez dokonywania korekcji dawkowania paliwa.

Podobne rezultaty można by również uzyskać z zastosowaniem np. upustowej regulacji doładowania, która również pozwala na wzrost ciśnienia doładowania w zakresie małych prędkości obrotowych. Przeprowadzone badania hamowniane zmierzały do oceny wpływu analizowanych układów doładowania w porównaniu z silnikiem doładowanym konwencjonalnie, wyposażonym w turbosprężarkę o oznaczeniu B4A. Dlatego też, dla porównania, na rysunku 3.44 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną badanego silnika z upustem spalin, wyposażonego w turbosprężarkę o oznaczeniu B3C-2.6, oraz silnika doładowanego zakresowo, wyposażonego w turbosprężarkę większą o oznaczeniu B3C-2.6 oraz turbosprężarkę mniejszą drugiego zakresu — G65. Kompletacji tej nadano oznaczenie B3C-2.6-G65. Zastosowanie turbosprężarki w silniku z upustem spalin, identycznej z turbosprężarką pierwszego zakresu silnika doładowanego zakresowo, miało na celu wyeliminowanie różnic w osiągach silnika do chwili otwarcia zaworu upustowego. Było to warunkiem prowadzenia porównania. Uzyskane wyniki badań wskazują na poprawę wszystkich, oprócz zadymienia, efektywnych wskaźników pracy badanego silnika w zakresie małych prędkości obrotowych. Powoduje to znaczne zwiększenie momentu obrotowego bez korekcji dawkowania paliwa.

Przebieg krzywych momentu obrotowego, ciśnienia doładowania, jednostkowego zużycia paliwa oraz zadymienia spalin w pierwszym zakresie małych prędkości obrotowych silnika wskazuje na korzyści wynikające ze zmiany systemu doładowania. Maksymalna wartość momentu obrotowego w porównaniu z silnikiem doładowanym konwencjonalnie zwiększyła się o 4,5%. Jednocześnie maksimum momentu obrotowego przemieściło się w kierunku mniejszych prędkości obrotowych, z 1400 do ok. 1300 min^{-1}. Zmniejszyło się również jednostkowe zużycie paliwa oraz zadymienie spalin. Największy, wynoszący 7% przyrost momentu obrotowego uzyskano przy najmniejszej prędkości obrotowej pierwszego zakresu. Tak znaczne zwiększenie momentu obrotowego przy nie zmienionym dawkowaniu paliwa jest efektem wzrostu ciśnienia doładowania w wyniku zastosowania mniejszej turbosprężarki o zmniejszonym (w porównaniu z doładowaniem konwencjonalnym) z 21 do 17 cm^2 przekroju skrzyni wlotowej turbiny. Zwiększone ciśnienie doładowania w całym pierwszym zakresie prędkości obrotowych spowodowało wzrost sprawności napełnienia silnika oraz strumienia masy powietrza dostarczanego do cylindrów silnika, a tym samym zwiększenie

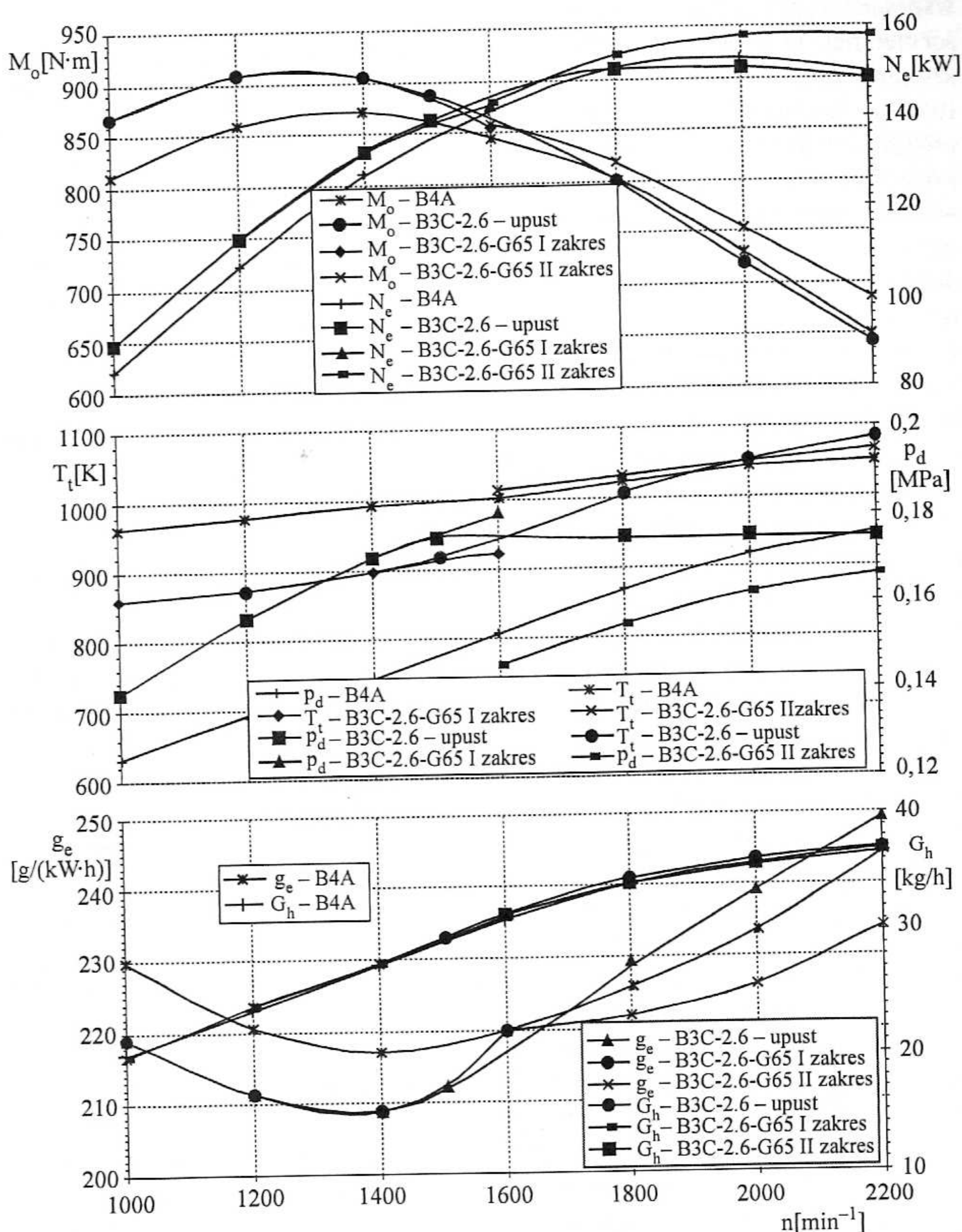


Rys. 3.44. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW-680 doładowanego konwencjonalnie oraz silnika z upustową regulacją doładowania i z systemem doładowania zakresowego λ — współczynnik nadmiaru powietrza, D — zadymienie spalin, T_d — temperatura powietrza doładowującego, η_V — sprawność napełnienia

współczynnika nadmiaru powietrza, przyczyniając się do wzrostu jego sprawności cieplnej. W wyniku zwiększenia współczynnika nadmiaru powietrza zmniejszyło się zadymienie spalin oraz o ok. 100°C spadła temperatura gazów przed turbiną. Zmniejszyła się również maksymalna temperatura obiegu, co stwarza możliwości dalszego zwiększenia momentu obrotowego w rozpatrywanym zakresie prędkości przez korekcję dawkowania. Nie powoduje to nadmiernego wzrostu obciążeń cieplnych oraz zadymienia spalin. Przyrost momentu zmniejsza się jednak wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej, osiągając w silniku doładowanym zakresowo wartość minimalną przy maksymalnej prędkości obrotowej pierwszego zakresu wynoszącej 1600 min^{-1}. Świadczyć to może o zwiększeniu pracy wymiany ładunku w wyniku zwiększenia ciśnienia gazów przed turbiną, spowodowanego zastosowaniem turbiny o bardziej stromej charakterystyce przepływowej. Zwiększyły się również opory tarcia w układzie tłokowo-korbowym przy większych ciśnieniach panujących w cylindrach silnika.

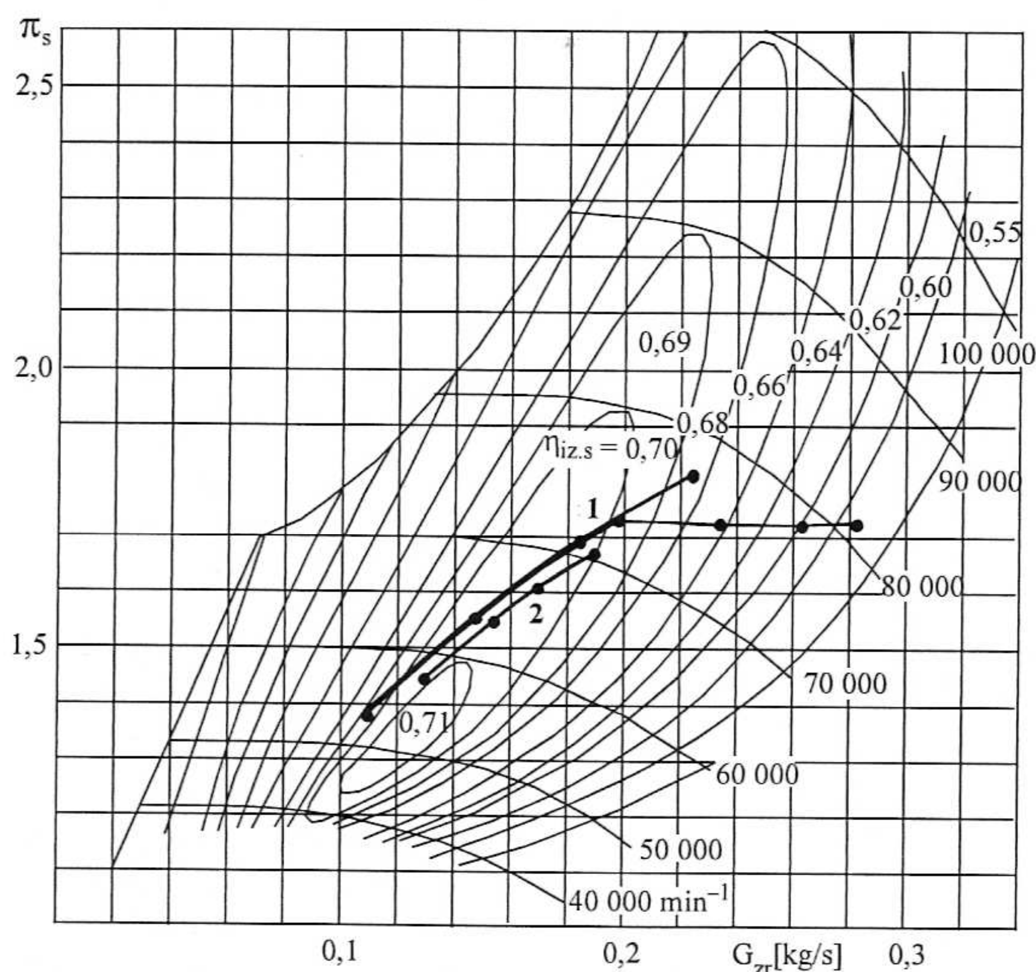
Wzajemne oddziaływanie tych czynników przyczyniło się do zwiększenia średniego ciśnienia tarcia, a przy większych prędkościach obrotowych, kiedy współczynnik nadmiaru powietrza przybiera większe wartości, przyrosty sprawności cieplnej są znacznie mniejsze. W rezultacie zmniejszenie sprawności mechanicznej tylko w małym stopniu jest rekompensowane zwiększeniem sprawności cieplnej, co nieznacznie wpływa na poprawę efektywnych wskaźników pracy silnika. Tezę tę wydaje się potwierdzać przebieg krzywej momentu obrotowego w drugim zakresie prędkości obrotowych silnika. Moment obrotowy w całym drugim zakresie jest większy niż w przypadku doładowania konwencjonalnego, a jednostkowe zużycie paliwa — mniejsze. Zwiększa się jednak zadymienie spalin, które począwszy od prędkości obrotowej $n \approx 1800\ \text{min}^{-1}$ przyjmuje niedopuszczalne wartości. W silniku o upustowej regulacji doładowania początek upustu spalin nastąpił przy $n \approx 1500\ \text{min}^{-1}$, a więc gdy ciśnienie doładowania osiągnęło wartość jak w silniku doładowanym konwencjonalnie przy prędkości znamionowej. Początkowo zaobserwować można poprawę efektywnych wskaźników, lecz po zwiększeniu prędkości obrotowej powyżej ok. 1700 min^{-1}, gdy w silniku z układem doładowania zakresowego następuje przełączenie na drugi zakres pracy, sytuacja ulega zmianie. Znaczne pogorszenie wskaźników silnika z upustem spalin, pomimo większego ciśnienia doładowania, zarówno w stosunku do silnika doładowanego konwencjonalnie, jak i zakresowo wynika z pogorszenia parametrów pracy turbosprężarki. Linia współpracy z silnikiem na charakterystyce sprężarki zaczyna przebiegać przez obszary jej bardzo małej sprawności. Ilustruje to rysunek 3.45, na którym dla porównania naniesiono linie współpracy z silnikiem przy analizowanych układach doładowania. Pogorszenie jest najbardziej widoczne przy prędkości znamionowej, przy której sprawność sprężania jest najmniejsza, a wartość upustu spalin największa, powodując pogorszenie wymiany ładunku w cylindrach. Potwierdza to przebieg sprawności napełnienia. W rezultacie moment obrotowy jest mniejszy, a jednostkowe zużycie paliwa większe.

Zadymienie spalin, początkowo mniejsze, zwiększa się i począwszy od $n = 1900\ \text{min}^{-1}$, ma wartości większe niż przy doładowaniu zakresowym. Przy-



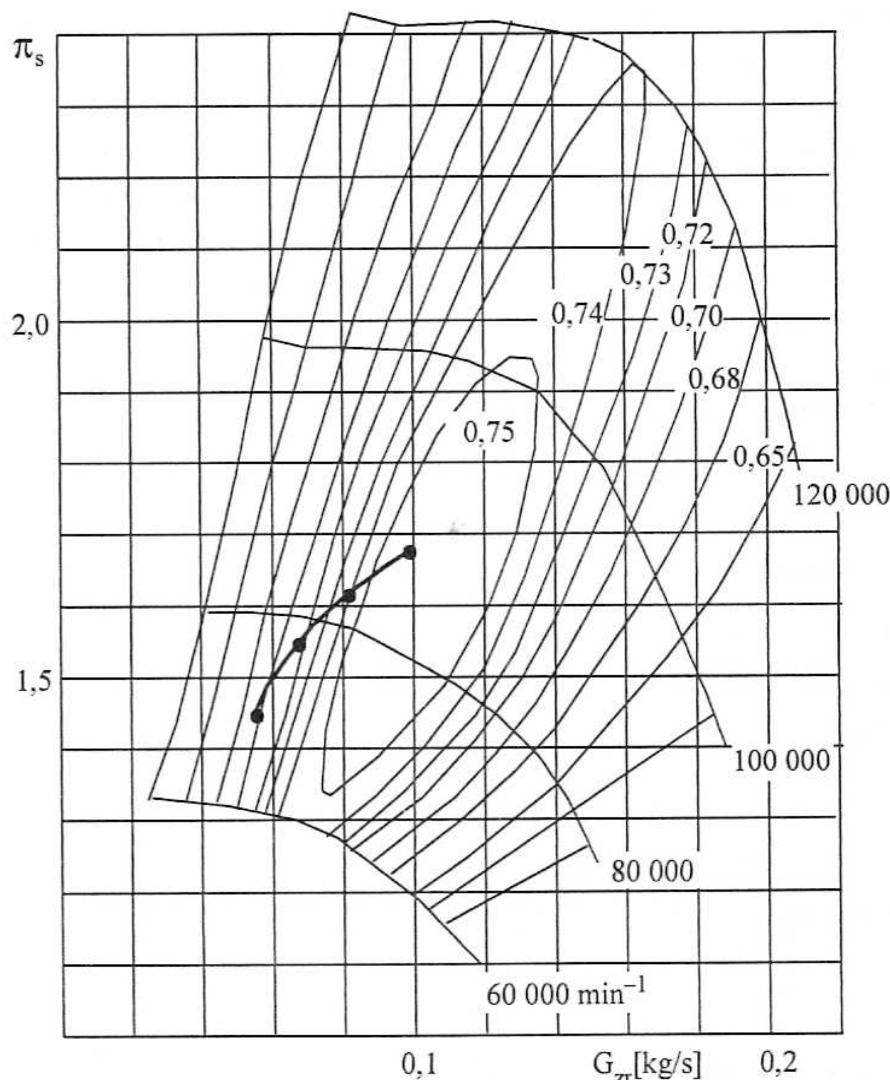
Rys. 3.45. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW-680 doładowanego konwencjonalnie oraz silnika z upustową regulacją doładowania i z systemem doładowania zakresowego M_o — moment obrotowy, N_e — moc użyteczna, g_e — jednostkowe zużycie paliwa, G_h — godzinowe zużycie paliwa, T_t — temperatura spalin przed turbiną, p_d — ciśnienie doładowania

czyną tego jest zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza, wywołane wzrostem temperatury powietrza doładowującego, która przy prędkości znamionowej jest o ok. 30°C wyższa niż w porównywanym silniku. Nie jest to kompensowane 5-procentowym wzrostem ciśnienia doładowania, powodując zmniejszenie gęstości ładunku. Wzrasta również temperatura spalin. W przypadku silnika doładowanego zakresowo linia współpracy z silnikiem, zarówno w pierwszym, jak i w drugim zakresie prędkości obrotowych, przebiega na charakterystyce sprężarki B3C (rys. 3.46) przez obszary o dużej sprawności, co świadczy o prawidłowości jej doboru. Współpraca turbosprężarki G65 drugiego zakresu (rys. 3.47) budzi zastrzeżenia przy małych prędkościach. Bardziej korzystna byłaby sprężarka o węższej charakterystyce przepływowej.



Rys. 3.46. Charakterystyka statyczna sprężarki pierwszego zakresu, o oznaczeniu B3C przy przekroju skrzyni wlotowej turbiny $A_T = 17$ cm^2 z naniesioną linią współpracy z silnikiem doładowanym zakresowo (linia ciągła: *1* — pierwszy zakres, *2* — drugi zakres) oraz z upustową regulacją doładowania (linia pozioma); $\eta_{iz.s}$ — sprawność izentropowa silnika

Zaprezentowane wyniki badań porównawczych wskazują na możliwość poprawy efektywnych wskaźników pracy badanego silnika w zakresie małych prędkości obrotowych w wyniku wzrostu ciśnienia doładowania. Przy dużych prędkościach obrotowych bardziej korzystne okazało się doładowanie za-



Rys. 3.47. Charakterystyka statyczna sprężarki drugiego zakresu G65 z naniesioną linią współpracy z silnikiem doładowanym zakresowo
G_{zr} — zredukowany wydatek powietrza

kresowe, na co decydujący wpływ miała większa efektywność pracy zespołu doładowującego [53]. Przy upustowej regulacji doładowania należy stosować sprężarki o szerokiej charakterystyce przepływowej, tj. gwarantującej pracę z dużą sprawnością, obejmujące szerszy zakres wydatków powietrza.

Na rysunkach 3.44 i 3.45 widać wyraźnie nieciągłość przebiegu krzywych na charakterystyce silnika, ale zjawisko to jest typowe dla doładowania sekwencyjnego i znalazło odbicie w innych tego typu pracach [34].

3.7. Doładowanie turbosprężarkowe silników o zapłonie iskrowym

Doładowanie silników spalinowych rozpoczęło się wraz z zastosowaniem ich do napędu pojazdów mechanicznych. Co prawda pierwsze próby były niezbyt udane, jednak w miarę doskonalenia konstrukcji silników doskonalono również

urządzenia doładowujące i systemy doładowania. Postęp w technologii wytwarzania elementów maszyn wpłynął na to, że rozwiązania, które mimo poprawności technicznej nie mogły być zastosowane, w miarę upływu lat stały się rozwiązaniami standardowymi w dziedzinie doładowania.

W początkowym okresie do silników o zapłonie iskrowym stosowano doładowanie mechaniczne, realizowane za pomocą sprężarek wyporościowych. Mimo pewnych problemów związanych z wytwarzaniem mieszanki palnej, system ten działał poprawnie i jak na owe czasy był bardzo korzystny, jeśli chodzi o poprawę parametrów roboczych silnika. W miarę rozwoju konstrukcji układów dolotowych oraz zasilania silników benzynowych rozwijały się inne systemy doładowania, co wynikało z postępu technicznego w budowie urządzeń doładowujących oraz układów zasilania. Pod koniec XX wieku sytuacja w zakresie doładowania silników benzynowych przedstawiała się tak jak na rys. 1.3. Widać wyraźnie, że 89% silników pracowało jako wolnossące, silniki turbodoładowane stanowiły zaledwie 9% całości [77]. Nieznaczny procent (poniżej 2%) silników samochodów osobowych to silniki doładowane mechanicznie, choć dają się zauważyć pewne tendencje do powrotu do tego sposobu doładowania. Autorzy pracy [77] zupełnie pominęli silniki doładowane dynamicznie, szeroko rozpowszechnione w tej grupie. Jednocześnie wiele firm stosuje doładowanie turbosprężarkowe połączone z doładowaniem dynamicznym (długie, odpowiednio ukształtowane przewody dolotowe), co w rezultacie jest doładowaniem kombinowanym [16, 40].

Oczywiście, w różnych koncernach produkujących samochody te proporcje były różne, ale porównanie to ma oddać pewne tendencje panujące w tej dziedzinie.

3.7.1. Doładowanie silników gaźnikowych

Silniki gaźnikowe doładowywano według dwóch systemów. Pierwszy polegał na tym, że gaźnik znajdował się przed sprężarką, która sprężała gotową mieszaninę palną. Zaletą takiego układu jest lepsze wymieszanie paliwa z powietrzem oraz większa gęstość ładunku (a o to przecież chodzi w doładowaniu), spowodowana ochłodzeniem tego ładunku w wyniku pobierania ciepła przy odparowywaniu paliwa. System ten nie jest pozbawiony wad, do których należy zaliczyć konieczność zmian przekrojów dysz gaźnika w stosunku do gaźnika silnika wolnossącego oraz możliwość wybuchu mieszaniny w przewodzie dolotowym w przypadku zbyt wczesnego zapłonu.

Gdy gaźnik znajduje się za sprężarką (wariant drugi), również zachodzi konieczność zwiększenia przekroju dysz gaźnika, w którym sprężone powietrze wytwarza mieszaninę palną. Gaźnik znajduje się wówczas bliżej cylindrów, co pozwala na większą równomierność ich zasilania, a sprężarce nie grozi wybuch mieszaniny i jej zniszczenie. Wadą tego systemu jest konieczność utrzymania komory pływakowej gaźnika pod ciśnieniem oraz konieczność zapewnienia jego całkowitej szczelności. W silnikach doładowanych wg pierwszego systemu komora pływakowa gaźnika jest połączona z atmosferą, tak jak w silniku wolnossącym. W odróżnieniu od gaźników silników wolno-

ssących, w silnikach doładowanych muszą one wytwarzać mieszankę palną w zależności od ciśnienia doładowania i prędkości obrotowej, co komplikuje ich budowę.

3.7.2. Doładowanie silników zasilanych wtryskowo

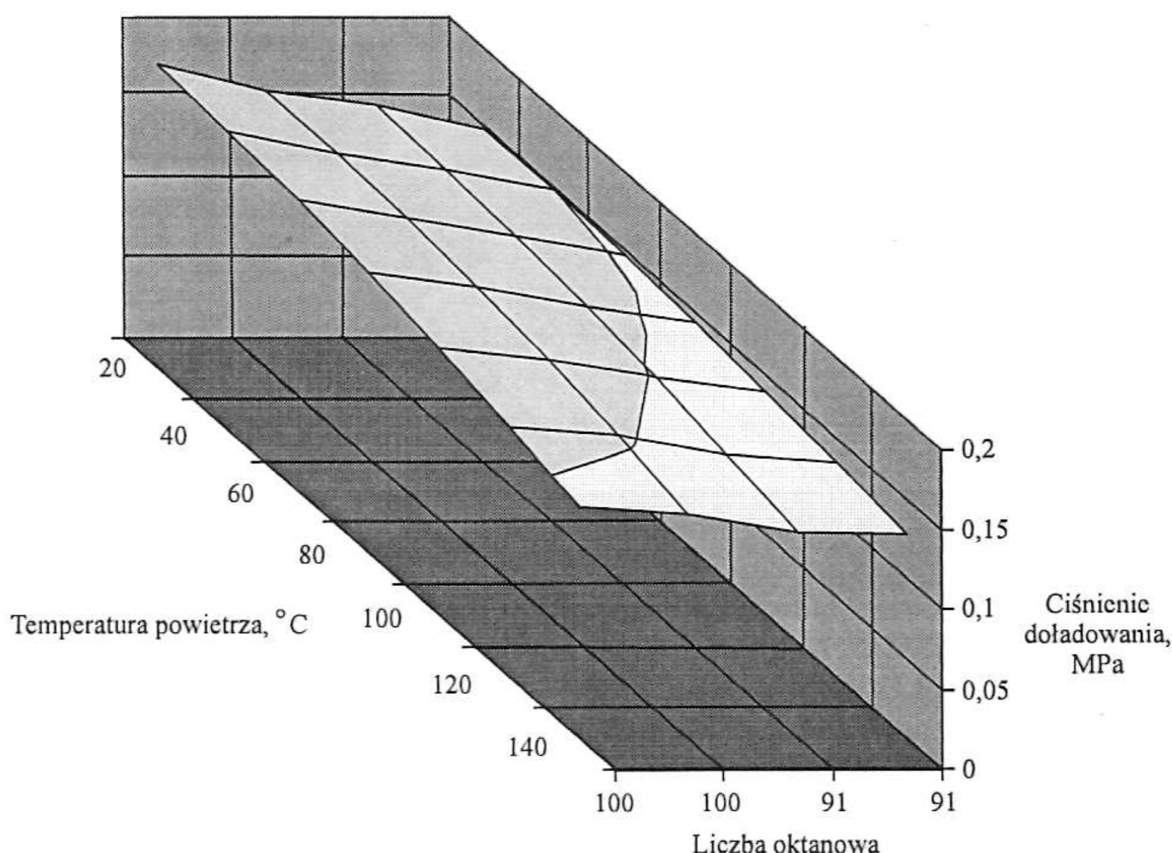
W silnikach o zapłonie iskrowym stosuje się wtrysk centralny (jednopunktowy) lub wielopunktowy, który jest rozwiązaniem bardziej nowoczesnym i perspektywicznym. W fazie początkowej rozwoju znajduje się wtrysk bezpośredni, który mimo znacznej reklamy nie osiągnął jeszcze oczekiwanej doskonałości technicznej i obecności na rynku firmy Mitsubishi. Mimo ograniczeń związanych ze stopniem sprężania i liczbą oktanową paliwa w silnikach tych jest znacznie korzystniejsza sytuacja, jeśli chodzi o zastosowanie turbosprężarek. Wynika to z innego niż w gaźnikowych sposobu przygotowania mieszaniny palnej. W odróżnieniu od silników gaźnikowych regulacja składu mieszanki jest jakościowa, a nie ilościowa. Oznacza to, że turbosprężarka ma dostarczyć wymaganą masę powietrza do cylindrów, a dawka wtryskiwanego paliwa jest określana w zależności od obciążenia w ten sposób, by był zachowany wymagany współczynnik nadmiaru powietrza. Czułość takiego układu zasilania na liczbę oktanową paliwa jest mniejsza, gdyż dzięki dużej turbulencji powietrza wytwarzana mieszanina jest znacznie bardziej jednorodna i brak jest ognisk o podwyższonej temperaturze. Mogą one wywołać zapłon niezależnie od świecy zapłonowej. Przy częściowych obciążeniach silnika jest to mieszanka uboga, której spalanie jest również korzystne z punktu widzenia ochrony środowiska. Jednocześnie należy pamiętać, że silniki o wtrysku benzyny jako zasadę mają doładowanie dynamiczne, uzyskiwane przez odpowiednio ukształtowany układ dolotowy, co zapewnia im lepsze napełnienie cylindrów dla określonych prędkości obrotowych.

3.7.3. Ograniczenia w stosowaniu doładowania

Podstawowym ograniczeniem w stosowaniu doładowania silników o zapłonie iskrowym z punktu widzenia konstrukcyjnego jest stopień sprężania, który warunkuje spalanie bezstukowe mieszanki zawartej w cylindrze. Mieszanka ta, wprowadzona do cylindra pod zwiększonym ciśnieniem, w wyniku doładowania będzie miała skłonność do spalania stukowego. Z kolei liczba oktanowa paliwa ma ograniczoną wartość, której nie przekracza się na ogół w silnikach normalnie eksploatowanych. Można zapobiegać temu przez zmniejszenie stopnia sprężania, które jest korzystne szczególnie w przypadku turbodoładowania, gdyż poprawia sprawność układu silnik-turbosprężarka przy zwiększeniu prędkości obrotowych i obciążenia.

Na możliwości powstania spalania stukowego wpływają dwa czynniki: stopień sprężania oraz liczba oktanowa paliwa, związane ze sobą nierozłącznie. Zależność między ciśnieniem doładowania, temperaturą powietrza doładowującego i liczbą oktanową benzyny przedstawiono na rys. 3.48.

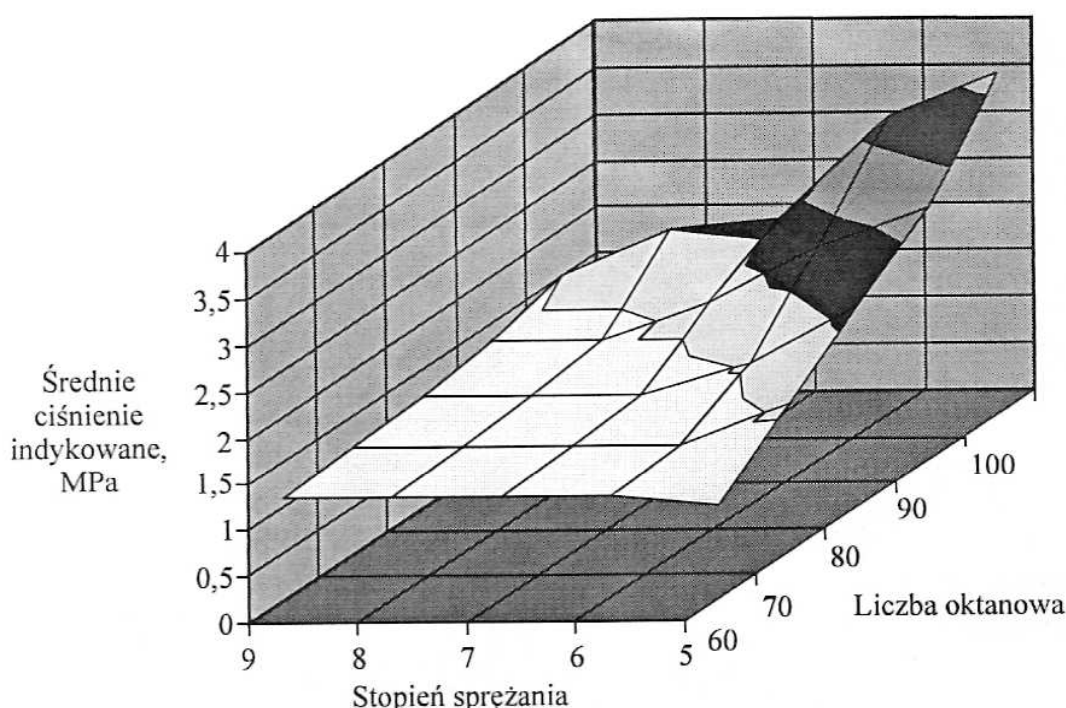
Na rysunku 3.48 poszczególne wartości temperatury i ciśnienia są przyporządkowane dwóm wartościom współczynnika nadmiaru powietrza: $\lambda = 0{,}9$,



Rys. 3.48. Zależność między ciśnieniem doładowania, temperaturą powietrza doładowującego a liczbą oktanową benzyny

wartości liczby oktanowej LO 100 oraz $\lambda = 1,1$ wartości liczby oktanowej LO 91 [34]. Daje się zauważyć, że wraz ze wzrostem temperatury powietrza doładowującego maleje jego ciśnienie dla stałej wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Wyższe wartości ciśnienia doładowania dla benzyny o wyższej liczbie oktanowej wskazują na to, jakie jest ograniczenie możliwości doładowania ze względu na spalanie stukowe. Zależność stopnia sprężania od liczby oktanowej paliwa przedstawiono na rys. 3.49. Ograniczeniem jest tu maksymalne ciśnienie spalania, a więc znowu możliwość spalania stukowego. Widać wyraźnie, że zmniejszając stopień sprężania można skutecznie zwiększać sprawność obiegu, ale granicą jest tu z kolei możliwość uzyskania rozruchu w niskich temperaturach otoczenia, choć nie w tak znacznym stopniu, jak to ma miejsce w silnikach o zapłonie samoczynnym. Dla małego stopnia sprężania można uzyskać względnie duże średnie ciśnienie indykowane, a tym samym duże maksymalne ciśnienie spalania bez spalania stukowego.

Kolejną przyczyną trudności zastosowania doładowania turbosprężarkowego był szeroko rozumiany stan konstrukcji turbosprężarek. O ile w silnikach samochodów ciężarowych wysokoprężnych, o dużej objętości skokowej, można było stosować turbosprężarki o względnie dużych średnicach wirnika, o tyle w szybkoobrotowych silnikach o zapłonie iskrowym były wymagane turbosprężarki o bardzo dużych prędkościach obrotowych i małych średnicach wirnika. Było to konieczne ze względu na mały moment bezwładności wirnika turbosprężarki, wymagany do zapewnienia jej dobrych przyspieszeń.



Rys. 3.49. Zależność średniego ciśnienia indykowanego od stopnia sprężania i liczby oktanowej paliwa

Z uwagi na małe rozmiary turbosprężarki, straty energii paliwa wynoszą odpowiednio 4,5 ÷ 5% i powodują znaczne zmniejszenie jej sprawności adiabatycznej. Aby zmniejszyć straty na zawirowanie, łopatki nie mają zakończenia prostopadłego, lecz są odchylone pod kątem 8°. Przy takim rozwiązaniu stosunek względnych prędkości w przekroju wylotowym $c_{max}/u = 0{,}3 \div 0{,}5$, co zmniejsza straty prędkości na wylocie.

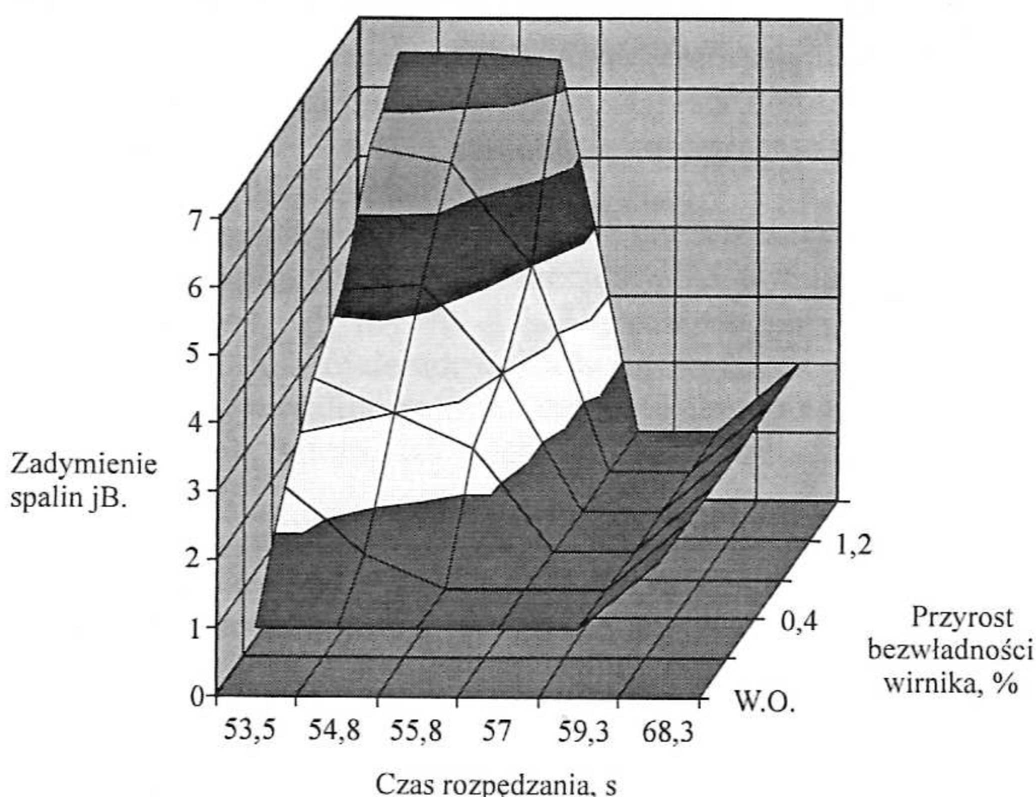
Zwiększenie sprawności małogabarytowych turbosprężarek o 5 ÷ 8% uzyskuje się przez zwiększenie średnicy wirnika na wlocie gazów do wirnika. Poprawę sprawności małowymiarowych turbosprężarek do wysokiego doładowania silników uzyskuje się przez układ regulacji łopatek kierownicy i dobór technologii wykonania części przepływowej turbiny z odpowiednich stopów, a wirników — z wykorzystaniem pokryć ceramicznych [9, 59].

Wynika to z różnicy temperatur obiegów silnika o zapłonie samoczynnym i zapłonie iskrowym. W silnikach o zapłonie samoczynnym i o stosunkowo niskiej temperaturze spalania (około 1800 ÷ 2100 K) można było stosować turbosprężarki o względnie dużych średnicach wirnika, wykonanych z materiału zapewniającego prawidłową pracę turbiny w temperaturze spalin 700°C (973 K) i pracę w czasie nie przekraczającym jednej godziny w temperaturze 760°C (1033 K). W silnikach o zapłonie iskrowym było to niemożliwe. Wspomniane maksymalne temperatury spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym powodowały, że temperatura gazów spalinowych mieściła się w granicach 700 ÷ 950°C, a więc 973 ÷ ÷ 1223 K, co przy aktualnie stosowanych materiałach na wirniki turbin nie było przeszkodą w ich zastosowaniu. W silnikach o zapłonie iskrowym maksymalne temperatury spalania wynosiły 2400 ÷ 2700°C (2673 ÷ 2973 K), a temperatury gazów spalinowych 850 ÷ 1100°C (1123 ÷ 1373 K), co wykluczało możliwości

zastosowania ówczesnych turbosprężarek ze względu na wytrzymałość cieplną wirnika turbiny. W momencie przyjęcia nowych technologii i materiałów stosowanych w technice kosmicznej, problem ten został rozwiązany.

Zmniejszenie średnicy wirnika turbosprężarki spowodowało jednocześnie zmniejszenie jego masowego momentu bezwładności, który w zasadniczy sposób wpływa na zdolność przyspieszania, a tym samym nadążanie z podawaniem do cylindrów niezbędnej masy powietrza. Wpływ masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki na czas rozpędzania silnika i zadymienie spalin [46, 49] przedstawiono w p. 3.3 i na rys. 3.50. Widać wyraźnie, że nawet niewielkie zwiększenie masowego momentu bezwładności wirnika powoduje znaczne zwiększenie zadymienia spalin oraz wydłużenie czasu rozpędzania zespołu silnik-turbosprężarka do momentu ustabilizowania się parametrów pracy tego zespołu. W krańcowym przypadku zwiększenie masowego momentu bezwładności o 3,85% spowodował przyrost czasu rozpędzania o 27,7% oraz zadymienia spalin o 30%. Do porównań przyjęto turbosprężarki takich firm, jak JaMZ, TKR-14, Garret T-6, Garret T-15, Holset 4B, Holset 3LD oraz Eberspächer 23 350/3/KN [3].

Jak wynika z przytoczonych przykładów, właściwy dobór układu doładowania turbosprężarkowego silników o zapłonie iskrowym wymaga pogodzenia ze sobą przeciwstawnych wymagań. W zależności od cech konstrukcyjnych przeznaczonego do doładowania silnika należy przeprowadzić optymalizację parametrów jego współpracy z turbosprężarką, w celu uzyskania pożądanych efektów techniczno-eksploatacyjnych.



Rys. 3.50. Zależność zadymienia spalin od czasu rozpędzania i przyrostu masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki; W.O. — wirnik oryginalny

3.7.4. Przykład zastosowania

Znana wytwórnia szwedzkich samolotów produkuje też samochody, choć jest to produkcja na znacznie mniejszą skalę. W ostatnim okresie wypuszczono trzy turbodoładowane silniki o wielopunktowym wtrysku benzyny sterowanym systemem Saab Trionic. Jako urządzenia doładowującego użyto turbosprężarki Garret G 17. Świece zapłonowe są zintegrowane z cewkami wysokiego napięcia, tworząc system Saab DI ułatwiający znacznie rozruch zimnego silnika. Dla ułatwienia napełnienia silnika poza doładowaniem zastosowano po cztery zawory na cylinder. Wszystkie te zabiegi spowodowały zniwelowanie omówionych poprzednio ograniczeń.

Omówiona problematyka związana z doładowaniem turbosprężarkowym silników o zapłonie iskrowym wskazuje wyraźnie, że o ile sprawy związane z konstrukcją, budową i eksploatacją turbosprężarek zostały rozwiązane pomyślnie, o tyle w dalszym ciągu pozostaje do rozwiązania problem rozsądnego kompromisu między stopniem sprężania lub ciśnieniem doładowania a liczbą oktanową paliwa i ograniczeniem w tej mierze pozostaje ewentualność spalania stukowego. Jest to nie do przyjęcia ze względów eksploatacyjnych, gdyż wpływa w zasadniczy sposób na żywotność silnika i jego elementów. Sprawę nadążania turbosprężarki z podawaniem wymaganej ilości powietrza rozwiązano dzięki zastosowaniu nowych tworzyw, co umożliwiło miniaturyzację wirników. Wpłynęło to na zmniejszenie masowego momentu bezwładności wirnika, a tym samym na skrócenie czasu odpowiedzi zespołu turbosprężarkowego. Poza tym na poprawę właściwości dynamicznych tego zespołu wpłynęło zastosowanie upustu spalin w okresie pracy turbosprężarki w warunkach ustalonych i pełne wykorzystanie ich energii w czasie przyspieszania.

4 ROZDZIAŁ

Doładowanie dynamiczne

4.1. Opis metody

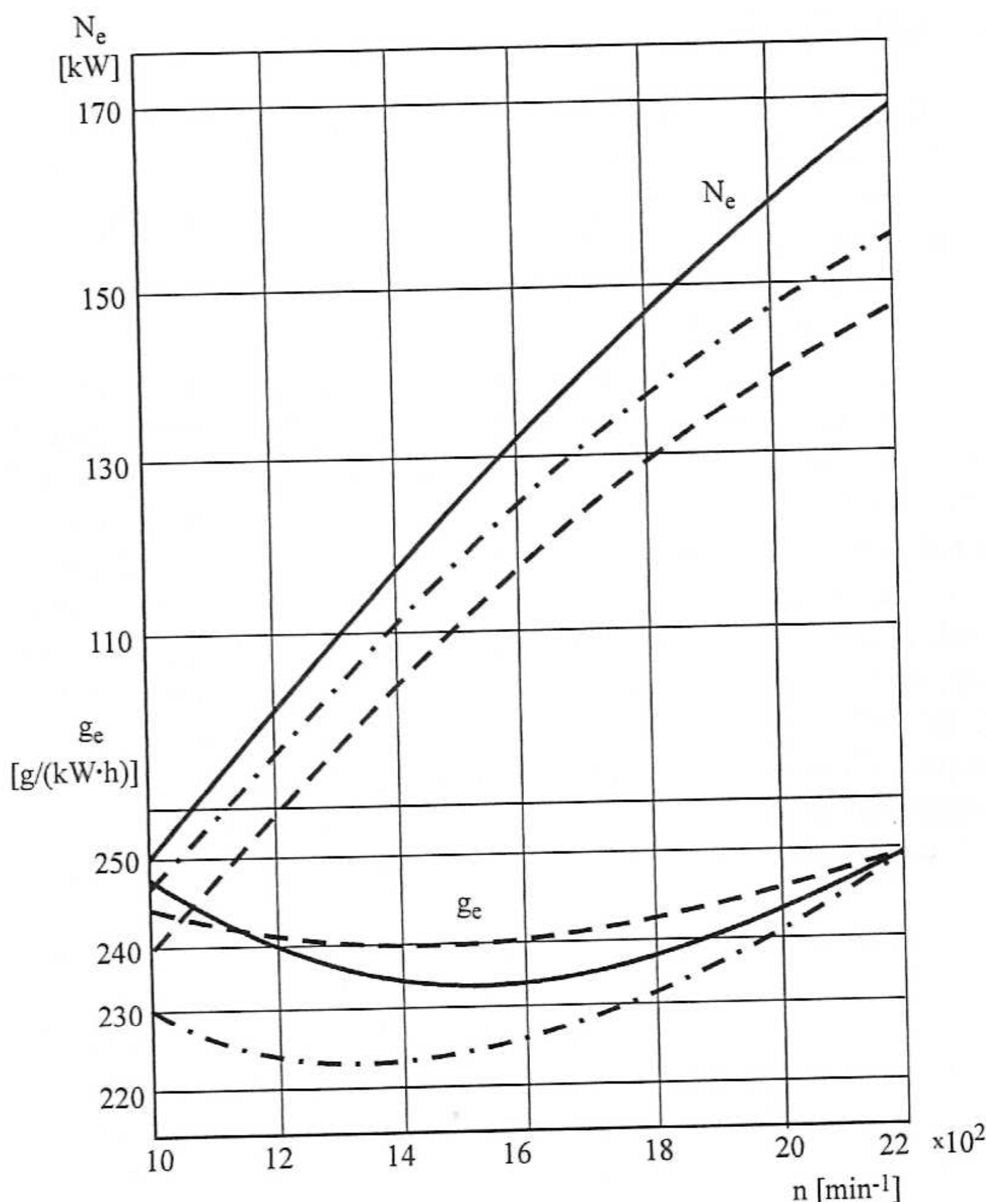
Rozwój współczesnych silników spalinowych przeznaczonych do zastosowań trakcyjnych jest uwarunkowany — jak wspomniano wcześniej — dwoma czynnikami wpływającymi również na inne dziedziny życia gospodarczego. Do czynników tych należy zaliczyć
— ochronę środowiska naturalnego,
— ograniczone zasoby paliw płynnych.

Czynniki te wpływają w sposób zasadniczy na konstrukcję silników oraz ich właściwości eksploatacyjne. Jednym z kierunków działania konstruktorów jest dążenie do optymalnego rozwiązania procesów wymiany ładunku i uzyskania maksymalnego napełnienia cylindra. Układ dolotowy silnika spalinowego odgrywa istotną rolę w tym procesie. Jakość procesu napełnienia jest określona przez współczynnik napełnienia, na którego wartość wpływa wiele czynników, takich jak parametry termodynamiczne powietrza na dolocie, opory przepływu w układzie dolotowym, fazy rozrządu oraz wymiary geometryczne układu dolotowego [64, 65, 69, 70, 81]. Dążenie do poprawy napełnienia spowodowało szybki rozwój doładowania w jego różnych odmianach, coraz bardziej doskonałych i wyrafinowanych. Sięgnięto też do rozwiązań starych, których stosowanie nie dawało tak spektakularnych rezultatów jak np. turbodoładowanie.

Do takich rozwiązań można zaliczyć doładowanie dynamiczne stosowane obecnie powszechnie w silnikach o wtrysku benzyny. Wymyślone i opatentowane w latach trzydziestych przez pracowników Politechniki Lwowskiej A. Wicińskiego i J.Z. Bujaka pod nazwą metody „Wibu" miało poprawić napełnienie przede wszystkim silników o zapłonie samoczynnym. W miarę upływu lat, dzięki burzliwemu rozwojowi turbodoładowania poszło w zapomnienie.

Również silniki o tłokach wirujących wymagały zwiększonego napełnienia do uzyskania wymaganych parametrów pracy, co przy stosowanym w nich rozrządzie bezzaworowym preferowało doładowanie dynamiczne.

Z chwilą zaostrzenia wymagań odnośnie do ekologiczności silników powrócono do zastosowania doładowania dynamicznego w silnikach wysokoprężnych, czego przykładem może być silnik DAF DK1160 zbudowany na bazie silnika Leyland 0680. Rozwiązanie to nie przyniosło na tyle korzystnych rezultatów, by móc konkurować z turbodoładowaniem (przyrost mocy wynosił tylko 9,5%, choć mieścił się w granicach przyjętych dla tego typu doładowania). Wytwórnia ta zastosowała doładowanie dynamiczne dla podwyższenia parametrów silnika 0680 produkowanego na licencji firmy Leyland. Silnik ten, oznaczony symbolem DK 1160, miał powiększoną średnicę cylindra w stosunku do silnika 0680, dzięki czemu zwiększono objętość skokową z 11,1 dm^3 do 11,6 dm^3. Moc silnika DK 1160 bez doładowania dynamicznego wynosiła 154 kW (210 KM) przy 2200 min^{-1}, a w wersji doładowanej, oznaczonej DKA 1160—169 kW (230 KM) przy takiej samej prędkości obrotowej.



Rys. 4.1. Charakterystyki zewnętrzne silników DAF DK i DKA oraz 0680
——— DAF DKA 1160, ---- SW 680, -·-·-·- DAF DK 1160

Przebieg krzywych mocy i jednostkowego zużycia paliwa tych silników przedstawiono na rys. 4.1 na tle charakterystyki silnika wyjściowego 0680.

W trakcie dalszych poszukiwań okazało się, że doładowanie dynamiczne można stosować w powiązaniu z turbodoładowaniem lub dla poprawy parametrów roboczych przy ściśle określonej prędkości obrotowej silnika. O ile zadanie to jest stosunkowo proste do rozwiązania w przypadku silnika jednocylindrowego, to w przypadku silników wielocylindrowych jest ono bardziej skomplikowane, gdyż dominującą rolę odgrywają tu wymiary geometryczne układu dolotowego (zakładając że pozostałe parametry są takie same, jak dla silnika jednocylindrowego) oraz wzajemne oddziaływanie na siebie sąsiednich cylindrów w trakcie suwu napełniania.

Wielu badaczy zajmujących się tą problematyką, wyniki swoich przemyśleń oraz eksperymentów próbowało przedstawić w formie zaleceń sposobu doboru układu dolotowego zapewniającego dobre napełnienie cylindrów. Prace te mają różny stopień uogólnienia i tym samym ich przydatność praktyczna jest różna, niemniej jednak wszystkie prowadzą do dalszego wysilenia silników wysokoprężnych oraz poznania mechanizmów przygotowania mieszaniny palnej.

Jednocześnie stwierdzono, że doładowanie dynamiczne w odróżnieniu od turbodoładowania w ujęciu klasycznym, tj. bez chłodzenia powietrza doładowującego i regulacji przepływu spalin, jest skutecznym sposobem poprawy elastyczności silników, a co się z tym wiąże — ekonomiczności pracy.

Niniejsza praca zawiera zarówno wyniki badań własnych autora, jak i innych badaczy zajmujących się tym zagadnieniem, ze szczególnym uwzględnieniem ich przydatności praktycznej. Proces wymiany ładunku i napełnienia przedstawiono wykorzystując podział na parametry dotyczące strony dolotowej i wylotowej, co ułatwia sprowadzenie zagadnienia do zależności od parametrów otoczenia p_o, t_o:

— parametrów strony dolotowej do cylindra p_a, T_a,

— parametrów strony wylotowej p_r, T_r,

Wielu autorów [15—18, 24, 32, 47, 60—63, 69, 70] uważa bowiem, że wpływ strony dolotowej na napełnienie cylindra jest znacznie większy (na ogół czterokrotnie) niż strony wylotowej. Wyprowadzenie zależności dotyczących suwu napełnienia na podstawie równania stanu czynnika w różnych położeniach tłoka (lub punktach obiegu) nie uwzględnia wielu dodatkowych zmian i procesów występujących w okresie wymiany ładunku, pozwala jednak na uporządkowanie wpływu poszczególnych parametrów oraz na odpowiedni podział omawianych prac dotyczących tego tematu.

Parametrem charakteryzującym proces napełnienia silnika spalinowego jest współczynnik napełnienia η_V. Stanowi on stosunek masy świeżego ładunku, który dopłynął rzeczywiście do cylindra w okresie suwu napełnienia, do masy świeżego ładunku, która mogłaby wypełnić objętość skokową cylindra w temperaturze T_o i przy ciśnieniu otoczenia p_o. Wartość współczynnika napełnienia można orientacyjnie wyznaczyć znając temperatury i ciśnienia charakteryzujące proces napełnienia, zgodnie z następującym wywodem. Od punktu r (rys. 4.2) zaczyna się zasysanie czynnika. Punkt r' odpowiada objętości, do jakiej rozprężą się pozostałości spalin do momentu uzyskania ciśnienia równego atmosferycz-

nemu, a punkt r'' odpowiada objętości, do jakiej ostatecznie rozprężą się pozostałości spalin. Zgodnie z równaniem stanu gazu, w warunkach otoczenia obowiązuje poniższa zależność:

$$m_{(po,To)} = \frac{p_o V_s}{R T_o} \tag{4.1}$$

W punkcie r masa czynnika

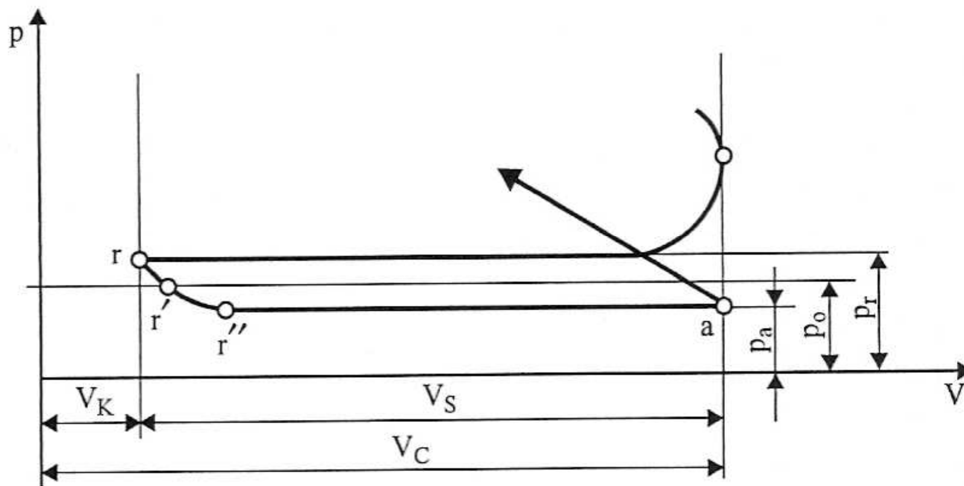
$$m_{sp} = \frac{p_r V_K}{R_{sp} T_r} \tag{4.2}$$

W punkcie a masa czynnika w cylindrze

$$m_{sp+pow} = \frac{p_a V_s}{R_{sp+pow} T_a} \tag{4.3}$$

Stąd zgodnie z podaną definicją współczynnik napełnienia

$$\eta_V = \frac{m_{rzecz}}{m_{(po,To)}} = \frac{m_{sp+pow} - m_{sp}}{m_{(p,To)}} \tag{4.4}$$



Rys. 4.2. Teoretyczny przebieg napełnienia czterosuwowego silnika spalinowego (opis w tekście)

Po podstawieniu wartości poszczególnych wyrażeń:

$$\eta_V = \frac{p_a V_s}{R_{sp+pow} T_a} \frac{R T_o}{p_o V_s} - \frac{p_r V_K}{R_{sp} T_r} \frac{R T_o}{p_o V_s} \tag{4.5}$$

Z zależności geometrycznych silnika wiadomo, że:

$$\kappa = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \tag{4.6}$$

Przyjmując, że stała gazowa spalin i powietrza R_{sp+pow} nieznacznie różni się od stałej gazowej spalin R_{sp} oraz stałej gazowej powietrza, można założyć $R = R_{sp+pow} = R_{sp}$ i uporządkować równanie (4.5). W wyniku otrzymuje się

$$\eta_V = \frac{T_o}{p_o(\varepsilon - 1)}\left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r}\right) \tag{4.7}$$

Jest to wyrażenie określające zależność współczynnika napełnienia od parametrów powietrza i spalin z wyraźnym rozgraniczeniem strony dolotowej i wylotowej.

Poszczególne parametry we wzorze (4.7) mają różny wpływ na wartość współczynnika napełnienia.

Temperatura otoczenia T_o. Wzrost jej powoduje wzrost temperatury końca napełnienia, co wobec stałego ciśnienia otoczenia wpływa na zmniejszenie gęstości powietrza, a tym samym mniejsze masowe napełnienie cylindra.

Ciśnienie otoczenia p_o ma znaczny wpływ na współczynnik napełnienia. Jest to szczególnie wyraźne w miarę zwiększania wysokości, na jakiej pracuje silnik, co wiąże się ze zmniejszeniem gęstości powietrza [38], a także z obniżeniem temperatury otoczenia (tabl. 4.1). Na wysokości 5000 m nad poziomem morza ciśnienie otoczenia zmniejsza się o 46,7%, a temperatura otoczenia o 11,4%, co w rezultacie prowadzi do zmniejszenia gęstości powietrza o 40%. O tyle też pogarsza się napełnienie cylindra i do zachowania nie zmienionej mocy silnika wymagane jest doładowanie.

Tabl. 4.1. Parametry otoczenia w zależności od położenia nad poziomem morza

Wysokość nad poziomem morza m	0	1000	2000	3000	4000	5000
Ciśnienie otoczenia p_o MPa	0,1013	0,0899	0,0795	0,0701	0,0616	0,0539
Temperatura otoczenia T_o K	288	281	275	268	262	255
Gęstość powietrza ρ kg/m^3	1,25	1,112	1,006	0,909	0,819	0,736

Temperatura końca napełnienia T_a jest zależna od temperatury otoczenia T_o, przyrostu ΔT temperatury czynnika na dolocie, w wyniku ogrzewania się go od ścianek przewodu, współczynnika zanieczyszczenia γ i temperatury gazów wylotowych T_r, zgodnie z podanym wyrażeniem:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \tag{4.8}$$

Współczynnik zanieczyszczenia, zwany inaczej współczynnikiem gazów resztkowych, określa zmniejszenie objętości komory spalania spowodowane pozostałością produktów spalania z poprzedniego cyklu, czemu odpowiada punkt r'' na rysunku 4.2.

Niektórzy autorzy wprowadzają przy tym współczynnik przepłukania φ w członie γT_r, jednak dla silników o kącie przekrycia zaworów nie prze-

kraczającym $40 \div 50$°OWK można przyjąć $\varphi = 1$ [11]. Niekorzystnie na temperaturę czynnika na dolocie wpływa zatem nadmierne jego podgrzanie od ścianek przewodu, określone przyrostem temperatury ΔT. Współczynnik zanieczyszczenia również wpływa na wzrost temperatury świeżego czynnika w wyniku ogrzania go od pozostałości gazów wylotowych (γT_r).

Ciśnienie końca napełnienia p_a zależy od prędkości przepływu czynnika przez przewód dolotowy, oporów z tym związanych i ciśnienia otoczenia. Straty ciśnienia na dolocie określa się najczęściej różnicą ciśnień $\Delta p_s = p_o - p_s$. Wartość tej różnicy ciśnień zależy od oporów przepływu, jakie muszą być pokonane podczas napełnienia, dokonywanego przy określonej prędkości przepływu. Są to opory

— filtra powietrza,
— przepływu, spowodowane chropowatością ścian i zagięciami kanału,
— przepływu przez przewężenia, a więc miejsca o zwiększonej prędkości przepływu, do których zalicza się gniazdo zaworu, a w silnikach o zapłonie iskrowym również gardziel gaźnika.

Na podstawie równania Bernoulliego można wyznaczyć straty ciśnienia na dolocie, a mianowicie:

$$\Delta p_s = \frac{\gamma a}{2g} w_{\acute{s}r}^2 (1 + \vartheta) + \Delta p_o \tag{4.9}$$

gdzie:

γ — ciężar właściwy powietrza,
g — przyspieszenie ziemskie,
a — prędkość dźwięku,
$w_{\acute{s}r}$ — średnia prędkość przepływu czynnika przez przewód,
ϑ — współczynnik oporu przepływu,
Δp_o — przyrost ciśnienia otoczenia.

Ciśnienie na dolocie wpływa znacząco na współczynnik napełnienia, stąd dążenia do poprawy tego parametru.

Temperatura gazów wylotowych T_r. Wzrost tej temperatury wpływa niekorzystnie na stopień napełnienia, gdyż powoduje wzrost temperatury na dolocie [wzór (4.8)] w wyniku podgrzania się świeżego ładunku od pozostałości spalin, a tym samym mniejsze masowe napełnienie cylindra.

Ciśnienie wylotu p_r. Zależy ono od oporów w układzie wylotowym. Jeśli p_r wzrasta, a T_r jest niezmienna, zwiększa się gęstość i masa gazów resztkowych (γ). Nawias we wzorze (4.7) zawiera różnicę dwóch wyrażeń, z których pierwsze dotyczy parametrów dolotowych silnika, a drugie wylotowych. Pierwsze z nich jest ε razy większe od drugiego, a iloraz parametrów na dolocie p_a/T_a jest około dwa razy większy od ilorazu parametrów na wylocie p_r/T_r dla przeciętnych wartości tych parametrów występujących w silnikach wysokoprężnych (np. $\gamma = 0{,}06$, $p_r = 0{,}125$ MPa, $T_r = 900$ K, $p_s = 0{,}09$ MPa, $T_s = 350$ K). Zatem większy wpływ na współczynnik napełnienia η_V wywierają parametry na dolocie niż parametry na wylocie. I tak np. B.S. Steczkin [63] uważa, że drugi człon wyrażenia w nawiasie — wzór (4.7) — stanowi jedynie 12% wartości pierwszego.

Wzajemny wpływ różnych czynników służących do określenia współczynnika napełnienia, zgodnie ze wzorem (4.7), zmusza do ostrożności przy ocenie ich ważności. Formalne podejście do tego zagadnienia może prowadzić do mylnych uogólnień. I tak, dla przykładu — z wyrażenia (4.7) można by sądzić, że w miarę zwiększania stopnia sprężania ε współczynnik napełnienia η_V będzie malał proporcjonalnie do wielkości $\frac{1}{\varepsilon - 1}$. W rzeczywistości zależność ta jest znacznie bardziej skomplikowana, gdyż zwiększanie ε powoduje zmniejszanie γ i T_r, a tym samym η_V nie zmniejsza się. Jak stwierdził A.S. Chaczijan, na podstawie przeprowadzonych badań oraz kompleksowej oceny wpływu poszczególnych parametrów zawartych we wzorze (4.7), wartość η_V praktycznie nie zależy od ε [14]. Wynika stąd wniosek, że przy ocenie wpływu na η_V któregoś z czynników procesu napełnienia należy rozpatrywać oddziaływanie tego czynnika na wszystkie zależne od niego wielkości, które wchodzą w skład wyrażenia służącego do określenia η_V.

Omówiony wpływ parametrów termodynamicznych na wartość współczynnika napełnienia η_V zgodnie z wyrażeniem (4.7) pozwala sprowadzić je do wielkości ilustrujących stan czynnika roboczego w zależności od parametrów otoczenia p_o, T_o i dotyczących

— parametrów strony dolotowej do cylindra p_a, T_a,

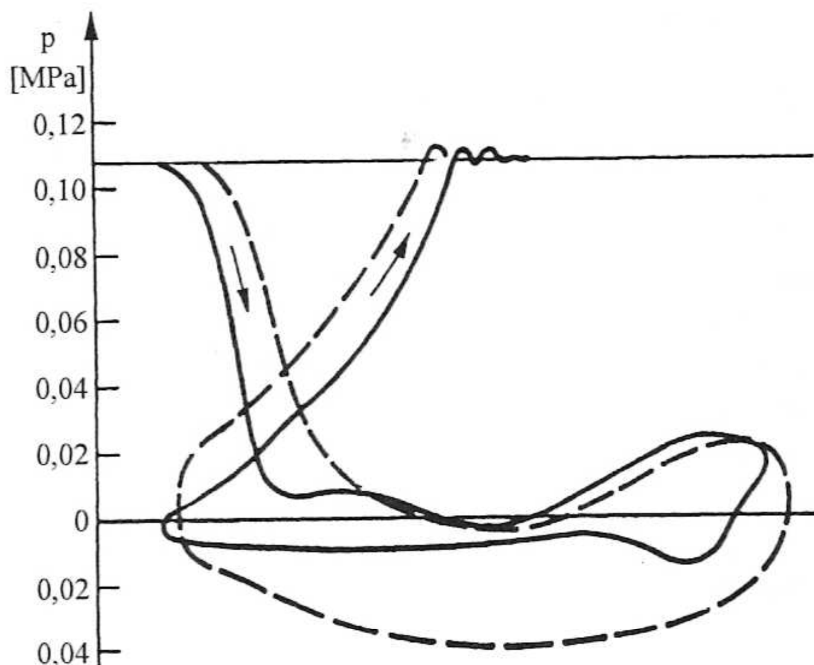
— parametrów strony wylotowej p_r, T_r.

4.2. Strona dolotowa silnika

Jak wspomniano wcześniej, parametry dolotowe silnika znacznie skuteczniej wpływają na współczynnik napełnienia niż parametry wylotu, chyba że chodzi o silnik dwusuwowy. Zajmują one znacznie więcej miejsca w literaturze dotyczącej zagadnień napełnienia. Podstawowym parametrem jest tu ciśnienie napełnienia p_a, z którym wiąże się prędkość przepływu czynnika w przewodzie dolotowym. Ciśnienie to można podnieść dość znacznie poprzez doładowanie (mechaniczne lub turbosprężarkowe), lecz wiążą się z tym dodatkowe koszty, wynikające z zabudowy urządzenia doładowującego, oraz straty energii na napęd [62]. Istnieje również możliwość poprawy napełnienia przez podwyższenie ciśnienia bez dodatkowych urządzeń doładowujących. Nad rozwiązaniem tego problemu pracowali w latach międzywojennych A. Wiciński i J.Z. Bujak, którzy prowadzili badania w zakładach Warszawskiej Spółki Akcyjnej Budowy Parowozów w Ostrowcu Świętokrzyskim. Określili oni teoretycznie i doświadczalnie możliwość wykorzystania bezwładności słupa gazu przepływającego w rurze dolotowej do celów doładowania [6, 7, 74]. Opracowana i opatentowana przez nich metoda pod nazwą „Wibu" opiera się na stworzeniu w cylindrze dość znacznego podciśnienia, które w chwili całkowitego otwarcia grzybka zaworu dolotowego wywołuje w przewodzie przepływ z prędkością zbliżoną do prędkości dźwięku a. Wywołanie podciśnienia uzyskuje się przez późniejsze otwarcie zaworu dolotowego, gdy tłok już wyraźnie przesunął się w kierunku dolnego

martwego położenia. Uzyskane w ten sposób duże prędkości przepływu powodują, że słup gazu ma znaczny zapas energii kinetycznej, która zamienia się na pracę przyrostu ciśnienia w cylindrze (spiętrzenia). Efekt doładowania dynamicznego uzyskiwany przy średnich prędkościach przepływu około 200 m/s jest, zdaniem autorów metody, 15 do 20 razy większy niż w przypadku normalnych prędkości przepływu, wynoszących 30 do 60 m/s, przy których również prowadzono badania.

Korzyści wynikające z doładowania „Wibu" ilustruje wykres przebiegu napełnienia silnika C 30/45 badanego przez autorów (rys. 4.3).



Rys. 4.3. Przebieg napełniania silnika C 30/45 budowy WSABP wg [6]
——— silnik o zasysaniu naturalnym, ------ silnik z doładowaniem „Wibu"

W trakcie badań autorzy uzyskali w cylindrze podciśnienia około 90 kPa, dzięki zastosowaniu krzywki rozrządu otwierającej zawór dolotowy dopiero po minięciu przez tłok połowy skoku w suwie ssania. Dalsze eksperymenty wykazały, że nie opłaca się stosowanie podciśnień większych niż 50 kPa ze względu na to, że w przewodzie dolotowym nie jest możliwe wywołanie prędkości przepływu większej niż prędkość dźwięku. Zjawisko to można tłumaczyć analogią do wypływu z dyszy Bendemanna [75]. Gdy przed przewodem dolotowym panuje stałe ciśnienie (ciśnienie otoczenia p_o), to w miarę zmniejszania ciśnienia w rurze dolotowej p_s, zarówno masowe natężenie przepływu w przewodzie, jak i prędkość przepływu czynnika zwiększają się aż do chwili, gdy stosunek ciśnień p_s/p_o osiągnie wartość 0,5283 (dla powietrza, którego wykładnik adiabaty $\kappa = 1{,}4$). Dalsze obniżanie ciśnienia p_s nie powoduje zmiany prędkości przepływu ani też zmiany natężenia przepływu. Stosunek ciśnień 0,5283 nazywa się krytycznym, a odpowiada mu prędkość przepływu w rurze dolotowej równa prędkości dźwięku. Dlatego też ze względów praktycznych niecelowe jest stosowanie większych podciśnień niż 50 kPa. W tym samym

czasie A. Capetti [10] badał teoretycznie optymalny warunek napełnienia cylindra z indywidualnym przewodem dolotowym na podstawie przebiegów zjawisk falowych, prowadząc rozważania dla przypadku przewodu z jednym końcem otwartym, a drugim zamkniętym. Wartość podciśnienia w czasie dla takiego przewodu jest funkcją ruchu tłoka i współczynnika przepływu przez zawór dolotowy. Podciśnienie rozchodzi się w tym przewodzie jako impuls, który częściowo rozprasza się na zewnątrz, a częściowo odbija od otwartego końca przewodu. Impuls odbity zmienia znak stając się impulsem nadciśnienia (rys. 4.5), który wraca do otworu dolotowego po czasie

$$\Delta t = 2\frac{L_D}{a} \tag{4.10}$$

gdzie:
L_D — długość przewodu dolotowego,
a — prędkość dźwięku.

Wielkość Δt jest faktycznie okresem drgań własnych słupa gazu w rurze, której jeden koniec jest otwarty, a drugi zamknięty. W tym czasie wał korbowy silnika obróci się o kąt

$$\Theta_t = 360n\frac{\Delta_t}{60} = 12n\frac{L_D}{a} \tag{4.11}$$

gdzie n — prędkość obrotowa silnika.
Kąt ten nazwano parametrem spiętrzenia falowego.

Capetti pomija w swej pracy zjawisko związane z ruchem całej masy gazu w przewodzie dolotowym i z bezwładnością tego słupa gazu, określane przez D. Broome'a jako parametr spiętrzenia bezwładnościowego [5, 28, 71]:

$$\Phi_t = \frac{L_D^2 n^2}{a^2}\left(\frac{V_s}{V_p}\right) = \Theta_t^2\left(\frac{V_s}{V_p}\right) \text{ lub } \Phi_t = 360\left(\frac{w_{śr}}{a}\right)\Theta_t \tag{4.12}$$

gdzie:
L_D — długość przewodu dolotowego,
n — prędkość obrotowa silnika,
V_s — objętość skokowa cylindra,
V_p — objętość przewodu dolotowego,
Θ_t — parametr spiętrzenia falowego (określony wcześniej przez Capettiego),
$w_{śr}$ — średnia prędkość przepływu gazu w rurze dolotowej.

F.R.B. King [28] prowadził badania nad poprawą napełnienia samochodowych silników gaźnikowych wykorzystując do tego teorię efektu bezwładnościowego podczas napełnienia (the inertia theory). W swych rozważaniach nad efektem bezwładnościowym opiera się on, podobnie jak Broome, na zależnościach między wymiarami cylindra, przewodu dolotowego i prędkością przepływu czynnika w tym przewodzie.

4.3. Teoria falowa

Jak już wspomniano wcześniej, autorem teorii falowej jest A. Capetti [10] — wzór (4.10). Uproszczona analiza zagadnienia poprawy napełnienia, przeprowadzona przez Capettiego, dała w wyniku wartość parametru spiętrzenia falowego $\Theta_t = 90°$, wobec czego krotność występowania fali $k = \frac{360}{\Theta_t} = 4$. Jest to czwarta harmoniczna, równa stosunkowi połowy okresu cyklu pracy silnika do połowy okresu fali w rurze dolotowej.

Zjawisko występowania fali uderzeniowej (induction vawe) w przewodzie dolotowym podczas suwu ssania od dawna fascynowało D. Broome'a z ośrodka badawczego firmy Ricardo and Co Engineers Ltd w Shoreham-by-Sea, który wyniki swych prac przedstawił na sympozjum w Wyższej Szkole Inżynierii Samochodowej w roku 1966, a następnie opublikował w czasopiśmie Automobile Engineer [5]. Najwcześniejsze wzmianki na interesujący go temat spotkał w pracach z roku 1904. Od tego czasu przeprowadzono wiele teoretycznych i praktycznych badań nad problemem doładowania dynamicznego, ale brak nadal uzgodnionych poglądów co do zjawisk fizycznych towarzyszących procesowi napełnienia i brak powszechnie przyjętej metody ilościowej oceny tych procesów.

Broome starał się rozwiązać to zagadnienie bez pogłębiania kontrowersji dotyczących samych procesów fizycznych. Uważa on, że możliwe jest ilościowe określenie przewidywanych efektów działania fali uderzeniowej w przewodzie dolotowym i to zarówno w przypadku silników z indywidualnymi przewodami, jak też łączonymi w grupy. Dla łatwiejszego analizowania procesów zachodzących w rurze dolotowej wyróżnia on efekty bezwładnościowe i falowe występujące w procesie napełnienia. Podziału tego dokonał mając pełną świadomość, że nie występują one oddzielnie w sensie fizycznym, a podział taki jedynie ułatwia analizowanie obu wymienionych zjawisk. Efekty te zawsze występują razem, chociaż raz jeden, raz drugi ma większy wpływ na końcowe spiętrzenie czynnika.

Efekt falowy jest wywołany stale występującymi zaburzeniami ciśnienia (powstają podczas ssania z racji cyklicznej pracy silnika), które tworzą falę stojącą w rurze dolotowej. Jeśli amplituda początkowego impulsu jest duża i tłumienie fal małe, fala stojąca ma wpływ na ciśnienie w wolnym przelocie zaworu, a tym samym na napełnienie cylindra. Istotne jest, by zakłócenia ciśnienia spowodowane poprzednim cyklem napełnienia nie zmniejszyły amplitudy fali stojącej w cyklu następnym. Efekt ten został opisany wcześniej wzorem (4.10).

Jeśli Θ_t jest mniejszy niż czas efektywnego okresu napełnienia cylindra, inaczej przybycia pierwszego impulsu odbitego od otwartego końca przewodu do otworu wlotowego, zmienia tam ciśnienie i wpływa na napełnienie cylindra. Według Broome'a fala stojąca jest ściśle dostosowana do nowego impulsu podciśnienia, gdy

$$\Theta_t = \Theta_d = \frac{720^\circ}{2k} \tag{4.13}$$

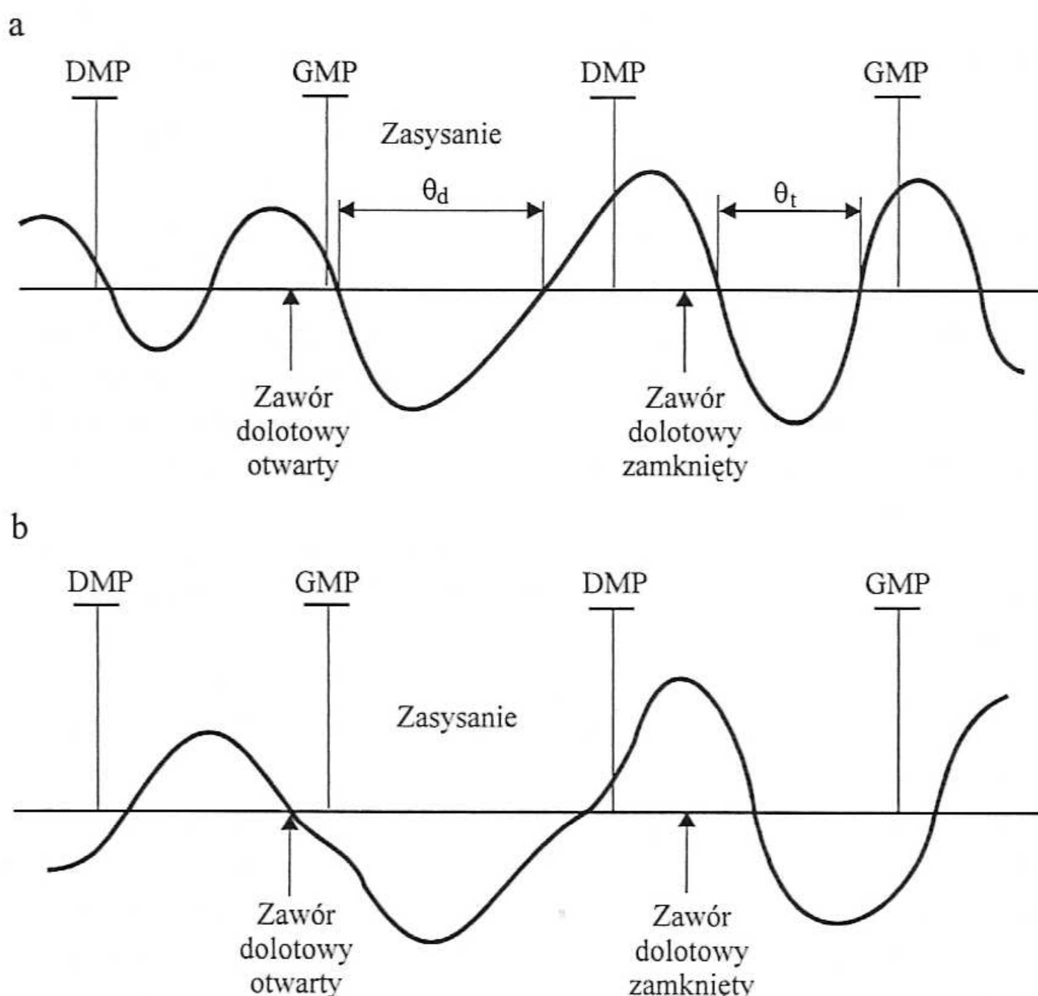
gdzie Θ_d — czas trwania impulsu podciśnienia w okresie napełnienia.

Przy niższych wartościach Θ_t, które występują powszechnie, falowość będzie wprowadzona do impulsu podciśnienia. Przy wyższych wartościach Θ_t fala stojąca może nakładać się lub nie na impuls podciśnienia. Na rysunku 4.4 przedstawiono warunki sprzyjające i niesprzyjające rezonansowi (wg Broome'a), wychodząc z prostego dostosowania fali stojącej do impulsu podciśnienia zmodyfikowanego przez rezonans. W przypadku sprzyjającym, przedstawionym na tym rysunku, zachodzi zależność:

$$(2k - 1)\Theta_t + \Theta_d = 720^\circ \tag{4.14}$$

W praktyce wartości Θ_d leżą pomiędzy 110 a 150°OWK. Stosując równanie (4.13) gdy $\Theta_t < \Theta_d$, uzyskuje się niewielkie rozrzuty obliczanych wartości Θ_t. Analizując wyniki badań Broome określił warunki sprzyjające powstaniu rezonansu:

— brak dodatniego spiętrzenia od działania fali może wystąpić przy rezonansie $k = 1$, $\Theta_t = 360^\circ$, ponieważ strona spływowa (wzrostu ciśnienia) impulsu



Rys. 4.4. Warunki w przewodzie dolotowym sprzyjające (*a*) i niesprzyjające (*b*) rezonansowi wg [5]

podciśnienia jest nie zmieniona przez falę stojącą (fala obniża ciśnienie w zaworze dolotowym, podczas gdy ruch tłoka powoduje wzrost ciśnienia w cylindrze); w rezultacie powstające straty powodują spadek natężenia przepływu powietrza,

— rezonans przy $k = 2$, $\Theta_t = 180°$ daje małe lub wcale nie daje spiętrzenia falowego z wyjątkiem przypadku, gdy zawór dolotowy zamyka się zbyt późno; towarzyszy temu znaczny wpływ pierwszego odbicia fali na ciśnienie w otworze dolotowym, gdy zawór jest już prawie zamknięty,

— rezonans przy $k = 3$, $\Theta_t = 120°$ daje duże spiętrzenie dla późniejszego zamykania zaworu; jest to przypadek korzystny, sprzyjający zwiększeniu napełnienia cylindra,

— rezonans przy $k = 4$, $\Theta_t = 85°$ daje duże spiętrzenie dla wcześniejszego zamykania zaworu dolotowego i podobnie jak poprzedni jest szczególnie korzystnym przypadkiem; wartość parametru spiętrzenia falowego nie jest przy tym równa 90°, jak by wynikało ze wzoru (4.13), gdyż dla małych wartości Θ_t istnieje kąt rzeczywistego przesunięcia fazowego α powodujący, że wartości Θ_t są mniejsze, co przedstawia zależność:

$$2k\Theta_t + \alpha = 720° \tag{4.15}$$

— rezonans dla $k = 5$, $\Theta_t = 67°$ daje jeszcze w miarę korzystne spiętrzenie, ale rezonanse $k \geqslant 6$, $\Theta_t < 55°$ leżą tak blisko siebie, że szczyty spiętrzenia są trudne do wykrycia.

4.4. Efekt bezwładnościowy

Efekt bezwładnościowy wywodzi się z ruchu całej masy gazu wewnątrz rury dolotowej w pierwszym okresie ssania [72, 82]. Uzyskany w ten sposób pęd gazu może być wykorzystany pod koniec okresu napełnienia tuż przed zamknięciem zaworu dolotowego do zwiększenia gęstości gazu w cylindrze, a tym samym zwiększenia napełnienia.

Pomijając kwestię sterowania zaworem dolotowym w danej chwili, D. Broome określił spiętrzenie bezwładnościowe następującymi wzorami, omawianymi wcześniej:

$$\Phi_t = \frac{L_D^2 n^2}{a^2}\left(\frac{V_s}{V_p}\right) = \Theta_t^2\left(\frac{V_s}{V_p}\right) \quad \text{lub} \quad \Phi_t = 360\left(\frac{w_{sr}}{a}\right)\Theta_t \tag{4.16}$$

Do pewnego stopnia, pęd osiągany przez gaz dopływający do cylindra podczas suwu napełnienia jest wykorzystywany we wszystkich silnikach. W miarę jak zawór dolotowy zamyka przepływ, następuje nieustalony wzrost ciśnienia w otworze dolotowym. Wzrost ten umożliwia dalsze napełnienie cylindra po przejściu tłoka przez DMP. Im większy osiągany pęd, tym większy jest wzrost ciśnienia i jeśli nie ma nadmiernych strat podczas początkowego przyspieszania przepływu, to możliwe jest uzyskanie korzyści związanych z napełnieniem

cylindra. Możliwe jest też opóźnienie zamknięcia zaworu dolotowego bez negatywnego skutku w postaci odwrócenia kierunku przepływu w otworze zaworu, w końcowym okresie napełnienia.

Na rysunku 4.5 przedstawiono kolejność zdarzeń podczas okresu napełnienia w rurze, w której następuje spiętrzenie, połączonej z pojedynczym cylindrem. Pokazano także jakościowo, jak prędkość i ciśnienie gazu w dowolnym punkcie i chwili są ze sobą związane. Można zauważyć, że małe zaburzenia ciśnienia są przenoszone z prędkością dźwięku tak samo jak fale dźwiękowe. Równanie ruchu zostało przez Broome'a uproszczone do równania jednowymiarowego:

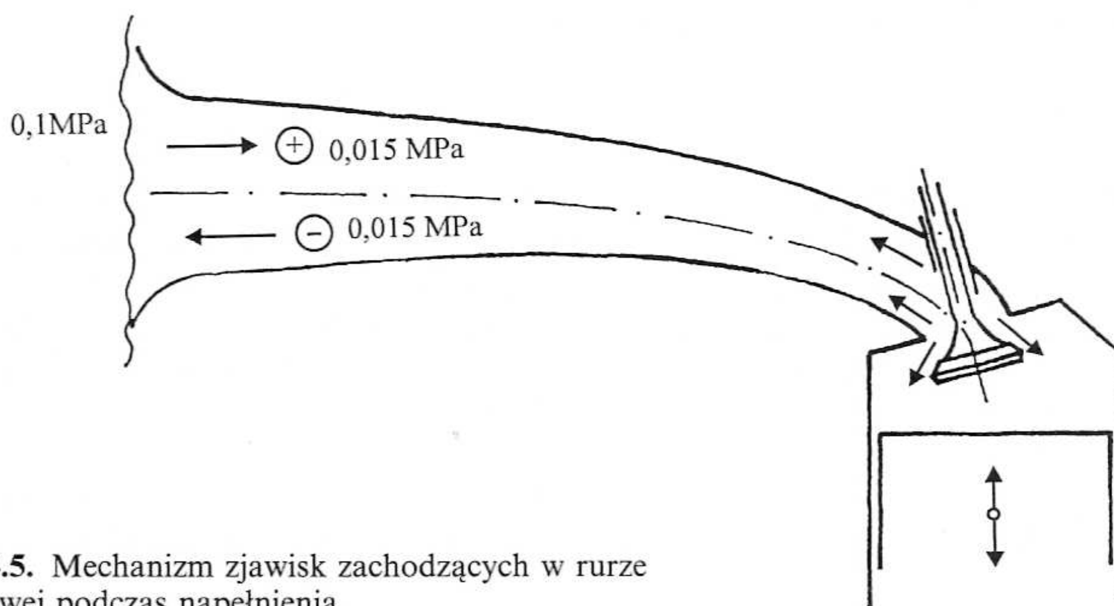
$$A \Delta p_x \approx \rho V_p \frac{dv_x}{dt} \tag{4.17}$$

gdzie:

A — pole przekroju poprzecznego rury dolotowej,
Δp_x — różnica ciśnień na obu końcach rury,
ρ — gęstość powietrza,
V_p — objętość rury,
$\frac{dv_x}{dt}$ — składowa wektora przyspieszenia w kierunku osi rury.

Zakłada się, że rura jest wystarczająco krótka, aby całej masie powietrza ją wypełniającej nadać przyspieszenie podczas suwu napełnienia. Do przybliżonego opisu fizycznego samego efektu bezwładności gęstość powietrza może być uważana jako stała.

Prędkość powietrza v_x pod koniec okresu napełnienia jest mała, natomiast zmiany prędkości dv_x są maksymalne ze względu na hamowanie przepływu przez zamykający się zawór i ruch tłoka w pobliżu punktu zwrotnego. Przy pominięciu wpływu drugorzędnych czynników, zmiany prędkości dv_x dla całego cyklu (nie



Rys. 4.5. Mechanizm zjawisk zachodzących w rurze dolotowej podczas napełnienia

dla chwilowych położeń na długości rury) są proporcjonalne do średniej prędkości $w_{śr}$, która jest związana ze średnią prędkością tłoka, a ta z kolei jest iloczynem prędkości obrotowej n i skoku tłoka s:

$$dv_x \sim w_{śr} \sim (D^2/d_d^2)sn \tag{4.18}$$

gdzie:
D — średnica cylindra,
d_d — średnica rury dolotowej,
n — prędkość obrotowa silnika,
s — skok tłoka.
Przedział czasowy dt jest odwrotnie proporcjonalny do prędkości obrotowej i jest też funkcją czasu otwarcia zaworu dolotowego:

$$dt \sim f(\varphi_d)/n \tag{4.19}$$

gdzie φ_d — kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi otwarcia zaworu dolotowego,

stąd

$$\Delta p_x \sim \frac{V_p n}{f(\varphi_d)D^2}\left(\frac{D^2}{d_d^2}\right)sn \tag{4.20}$$

Dla rur dolotowych o stałym przekroju można napisać:

$$\Delta p_x \sim \frac{L_D^2 n^2}{f(\varphi_d)}\left(\frac{V_s}{V_p}\right) \tag{4.21}$$

Na końcu okresu napełnienia jest oczywiście wymagana duża wartość Δp_x, a pomijając sterowanie zaworem dolotowym dla danej chwili otrzymuje się wyrażenie określane jako parametr spiętrzenia bezwładnościowego Φ_t (wzór 4.15).

Z wzorów tych widać, że Broome uzależnił parametr bezwładnościowy od spadku ciśnienia w następujący sposób:

$$\Phi_t \sim \frac{\Delta p_x}{w_{śr}^2} f(\varphi_d) \tag{4.22}$$

Wynika z tego, że im dłuższy czas otwarcia zaworu dolotowego, tym większe spiętrzenie bezwładnościowe. Można by sądzić, że punkt otwarcia zaworu dolotowego i czas zachodzenia na siebie suwu wylotu i suwu napełnienia są również ważne, ale okazuje się, że bardziej wpływają na usuwanie spalin niż na spiętrzenie bezwładnościowe. Głównym czynnikiem wpływającym na spiętrzenie bezwładnościowe jest moment zamknięcia zaworu dolotowego.

Straty spowodowane tarciem wewnętrznym powietrza określa się spadkiem ciśnienia zależnym od współczynnika tarcia wyrażonego zależnością

$$\mu = \Phi_t (V_s/D^3) \tag{4.23}$$

4.5. Strona wylotowa silnika

Jak już wspomniano wcześniej, wpływ strony wylotowej, tj. parametrów czynnika na wylocie, jest znacznie mniejszy niż wpływ strony dolotowej w procesie wymiany ładunku. Znacznie mniej prac jest również poświęconych temu zagadnieniu. Niemniej jednak wiele z nich porusza bardzo istotne problemy i wyjaśnia mechanizmy zjawisk zachodzących w procesie napełnienia po stronie wylotu. I tak A. Wiciński w swej pracy dotyczącej doładowania metodą „Wibu" [74] zwraca uwagę na niepożądane zjawiska dotyczące wpływu pozostałości spalin na zmniejszenie masy zassanego powietrza w wyniku podgrzania od nich oraz podwyższenie temperatury sprężania, co prowadzi w efekcie do zmniejszenia mocy doładowanego silnika. Wskazuje też na możliwość zapobiegania tym skutkom przez wykorzystanie drgań słupa gazów w rurze wylotowej do uzyskania w niej podciśnienia w momencie, gdy tłok zbliża się do górnego martwego położenia podczas wylotu. Autor rozpatruje to zjawisko w aspekcie poprawy przepłukania przestrzeni roboczej cylindra, a tym samym ułatwienia napełnienia przed kolejnym cyklem pracy.

W. Pietrzyk [57, 65] zajmował się drganiami gazów wylotowych w układzie wylotowym silnika dwusuwowego. W pracy [65] autor przeprowadził analizę zjawiska zmienności fal ciśnienia w przewodach wylotowych silnika dwusuwowego ze sprężaniem powietrza w skrzyni korbowej i określił wpływ długości rury wylotowej o stałej średnicy na proces wymiany ładunku. Rura ta była połączona bezpośrednio z cylindrem. Zastosowanie przez autora analizy harmonicznej do rozłożenia siły wymuszającej drgania słupa gazu w rurze wylotowej na poszczególne harmoniczne oraz wykrycie wpływu rezonansów sił harmonicznych na współczynnik zasysania silnika dwusuwowego pozwoliło na uogólnienie wpływu rury wylotowej na współczynnik zasysania silnika. Dalej W. Pietrzyk stwierdza, że dla różnych silników przy $m = 1, 2, 3, \ldots$.

iloczyn $n\,L = \text{const}$ (4.24)

gdzie:

m — rząd harmonicznej, tj. liczba okresów harmonicznej przypadających na jeden obrót wału korbowego silnika,

n — prędkość obrotowa silnika,

L — długość przewodu wylotowego.

Z zależności tej wyciąga on wniosek, że w silnikach o małej prędkości obrotowej oraz długiej rurze wylotowej występują te same zjawiska rezonansów, co w silnikach o dużej prędkości obrotowej oraz krótkich rurach wylotowych. Silniki o dużej prędkości obrotowej i pracujące w szerokim zakresie prędkości obrotowych (silniki trakcyjne), są bardziej wrażliwe na małe zmiany długości rury wylotowej. Równocześnie autor stwierdza, że wyniki badań można również wykorzystać dla silników pracujących przy stałej prędkości obrotowej (stacjonarnych), możliwe jest bowiem takie dobranie długości układu wylotowego, by współczynnik zasysania był większy od 1.

W pracy [57] W. Pietrzyk badał drgania gazów wylotowych w układzie wylotowym z dyfuzorem lub kolektorem. Rozważania swoje oparł na teorii nieustalonego jednowymiarowego przepływu gazu, przy czym jako zmienne występują ciśnienie, prędkość i gęstość gazu, będące funkcją miejsca i czasu. Gdy przekrój przewodu ulega zmianie, występuje jeszcze zmienność przekroju względem miejsca. W dalszych rozważaniach autor omawia teorie rozchodzenia się fal w rurach i granice ich stosowalności, podobnie jak to czyni w swej pracy Cz. Kordziński [30]. Za najbardziej przydatną uznaje W. Pietrzyk akustyczną teorię fal o małych amplitudach. Rozpatrywany układ wylotowy zaopatrzono w dyfuzor i określenie częstości rezonansowej dla takiego układu było celem autora. Analizę zjawisk falowych w układzie wylotowym prowadzi on wykorzystując analogię słupa gazu poruszającego się w rurze do ciała stałego, sprężystego, utwierdzonego w atmosferze. Na podstawie tych założeń wyprowadzono proste zależności umożliwiające obliczenie częstotliwości drgań własnych gazu w dyfuzorze oraz układzie wylotowym, składającym się z kolektora i rury o stałej średnicy. Zależności te mają następującą postać:

— dla dyfuzora $\operatorname{tg}\frac{\omega}{a}L = -\frac{\omega r}{2a\operatorname{tg}\alpha}$ (4.25)

— dla kolektora i rury $\operatorname{tg}\frac{\omega}{a}L = -\frac{Fa}{V\omega}$ (4.26)

gdzie:

ω — częstotliwość drgań własnych gazu,
a — prędkość dźwięku,
L — długość dyfuzora lub rury wylotowej,
r — promień rury wylotowej,
α — kąt nachylenia tworzącej dyfuzora,
F — pole przekroju rury wylotowej,
V — objętość kolektora.

Na podstawie wyników badań autor wykazał dla drugiego równania dobrą zgodność wartości obliczeniowych z doświadczalnymi, gdyż wartości pomiarowe są średnio niższe o 10% od obliczeniowych. Rozbieżność tę tłumaczy autor założeniami upraszczającymi przy ustalaniu równań podstawowych, a szczególnie w pominięciu wpływu tarcia. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdził on, że na wartość częstotliwości drgań własnych gazu wpływa przede wszystkim długość dyfuzora r (promień rury wlotowej). Wpływ ten rośnie w miarę zmniejszania długości dyfuzora. W ten sposób opracowaną przez W. Pietrzyka metodę można również wykorzystać do poprawy przepłukania silników czterosuwowych, a tym samym poprawy ich napełnienia.

K. Cupiał zajmował się w ramach prac nad optymalizacją układu przepływowego silnika spalinowego również przewodami wylotowymi [19, 20, 21]. Model obliczeniowy sporządził dla wielocylindrowego, czterosuwowego silnika spalinowego, którego przewody wylotowe mają jednakowe długości oraz średnice i zbiegają się we wspólnym ejektorze wylotowym. W modelu uwzględ-

niono zjawiska falowe zachodzące w układzie dolotowym i wylotowym oraz doprowadzenie i wymianę ciepła w cylindrze. Autor pominął wpływ tarcia czynnika o ścianki przewodu i wymianę ciepła w przewodach. Przebieg odbicia fal ciśnienia od zaworu i od otwartego końca przewodu opisał on na podstawie metody fal o skończonych amplitudach, a przemieszczenia frontów fal w przewodach — na podstawie akustycznej teorii fal o nieskończenie małych amplitudach. Badania przeprowadzone na maszynie cyfrowej i stanowisku dynamometrycznym pozwoliły K. Cupiałowi stwierdzić, że wpływ układu wylotowego na sprawność napełnienia silnika jest znacznie mniejszy niż układu dolotowego. Wpływ ten jest szczególnie mały w przypadku silników o małym kącie współotwarcia zaworów. Zwiększenie kąta współotwarcia poprawia w pewnym zakresie napełnienie, lecz przy małych prędkościach obrotowych występuje jego spadek, na skutek dużego zanieczyszczenia przestrzeni cylindra pozostałościami gazów wylotowych. Przeprowadzone badania hamowniane pozwoliły K. Cupiałowi stwierdzić, że układ wylotowy, w którym przewody łączą się we wspólnym ejektorze, nieznacznie ustępuje układowi złożonemu z oddzielnych przewodów dla każdego cylindra.

Do podobnych wniosków doszli: A. Hoche [24, 25], O. Klüsener [29], E.H. Wright i K. Gill [78], M. Goyal, G. Scharpg, G. Borman, R.S. Benson [2, 3], lecz są to na ogół rozważania teoretyczne oparte na modelu matematycznym zbudowanym przy licznych założeniach upraszczających i wymagające weryfikacji doświadczalnej.

4.6. Dobór układu dolotowego zapewniającego doładowanie dynamiczne

Wszystkie próby obliczeniowego ujęcia procesu napełnienia silnika spalinowego opierają się na licznych założeniach upraszczających, co powoduje, że ich wyniki nie mogą być bezpośrednio wykorzystywane do celów praktycznych.

Rozpatrując układ dolotowy silnika tłokowego można założyć, że prędkość dźwięku jest stała zarówno w czasie, jak i wzdłuż przewodu dolotowego. Założenie takie prowadzi do zastosowania tzw. teorii akustycznej (inaczej zwanej teorią małych amplitud), która w efekcie daje rozwiązanie możliwe do zastosowania w przewodach dolotowych o niewielkiej prędkości przepływu i niewielkich pulsacjach ciśnienia, dla stałej prędkości obrotowej silnika. W układach dolotowych tłokowych silników spalinowych czynnik jest poddawany dużym pulsacjom i ma dużą średnią prędkość przepływu. Dlatego też założenie stałej prędkości dźwięku może prowadzić do znacznych błędów w obliczeniach. Istnieje metoda rozwiązania tego zagadnienia z uwzględnieniem zmian prędkości dźwięku, tzw. metoda charakterystyk. Nie daje ona jednak rozwiązań w postaci ogólnej i wskutek tego jest bardzo pracochłonna, nawet jeśli wykorzystuje się elektroniczną technikę obliczeniową. Ponieważ w procesie napełnienia występują zjawiska falowe, podstawowym problemem jest określenie częstotliwości drgań własnych czynnika w układzie dolotowym.

Znajomość tych zjawisk pozwala wykorzystać je do poprawy napełnienia (rys. 4.5).

W tej sytuacji okazuje się pomocna teoria podobieństwa, która umożliwia uogólnienie wyników badań na zjawiska podobne do siebie. Zaletą teorii podobieństwa jest to, że wskazuje, jakie wielkości należy mierzyć, jak należy opracowywać wyniki badań oraz jakie są kryteria podobieństwa badanego zjawiska — pisze S. Ochęduszko przy okazji rozważań nad wnikaniem ciepła.

Już w 1904 roku H. Smoluchowski w pracy „O metodzie podobieństwa dynamicznego i jej zastosowaniach w mechanice cieczy i gazów" wykazał, że „... z podobieństwa dynamicznego można skorzystać do zupełnie ścisłego wnioskowania apriorycznego oraz do skontrolowania, rozszerzenia i uogólnienia praw znalezionych".

„Kryteria podobieństwa dwu zjawisk fizycznych można ustalić na podstawie równania różniczkowego, które uwzględnia wpływ wszystkich czynników na badane zjawisko. Zaletą teorii podobieństwa jest to, że bez całkowania można z równania różniczkowego wyciągnąć wnioski podstawowe o bezwymiarowych kryteriach podobieństwa, od których zależy rozważany proces fizyczny" — pisze S. Ochęduszko.

W zagadnieniach przepływu przede wszystkim musi być spełniony warunek podobieństwa geometrycznego, według którego stosunek odpowiednich wymiarów liniowych dla porównywanych ze sobą ograniczeń strumienia musi być taki sam.

4.6.1. Dobór metodą tradycyjną

Długość przewodu dolotowego mającego zapewnić uzyskanie efektu dynamicznego najczęściej dobiera się wg wzoru firmy Chrysler lub firm francuskich [31, 32]:
— obliczenie długości wg firmy Chrysler:

$$L_D = \frac{6a}{n} \pm 0{,}075 \quad [\mathrm{m}] \tag{4.27}$$

— obliczenie długości wg firm francuskich:

$$L_D = \frac{2574}{n} \quad [\mathrm{m}] \tag{4.28}$$

gdzie:

a — miejscowa prędkość dźwięku; w przypadku warunków normalnych oznacza się ją a_o i równa się ona 343,13 m/s,

n — prędkość obrotowa, przy której ma wystąpić efekt doładowania dynamicznego.

Wyniki uzyskane z obydwu wzorów różnią się nieznacznie, gdyż obydwa wyprowadzono na podstawie czasu powrotu do gniazda zaworu impulsu podciśnienia wytworzonego w chwili otwarcia zaworu dolotowego. Impuls ten po odbiciu od otwartego końca przewodu wraca z prędkością dźwięku w formie impulsu nadciśnienia. Odbity impuls powinien wrócić przed zamknięciem

zaworu dolotowego, gdyż tylko wtedy można go skutecznie wykorzystać do poprawy napełnienia.

Ponieważ wzór firmy Chrysler określa długość przewodu dolotowego z tolerancją, był on szerzej wykorzystywany w praktyce.

Ten sposób postępowania jest bardzo przydatny do szybkiego, zgrubnego określenia wymaganej długości przewodu dolotowego dającego efekt doładowania dynamicznego. Do dokładniejszych badań konieczny wydaje się sposób podany niżej.

4.6.2. Dobór układu dolotowego silnika wysokoprężnego na podstawie jego charakterystyki zewnętrznej

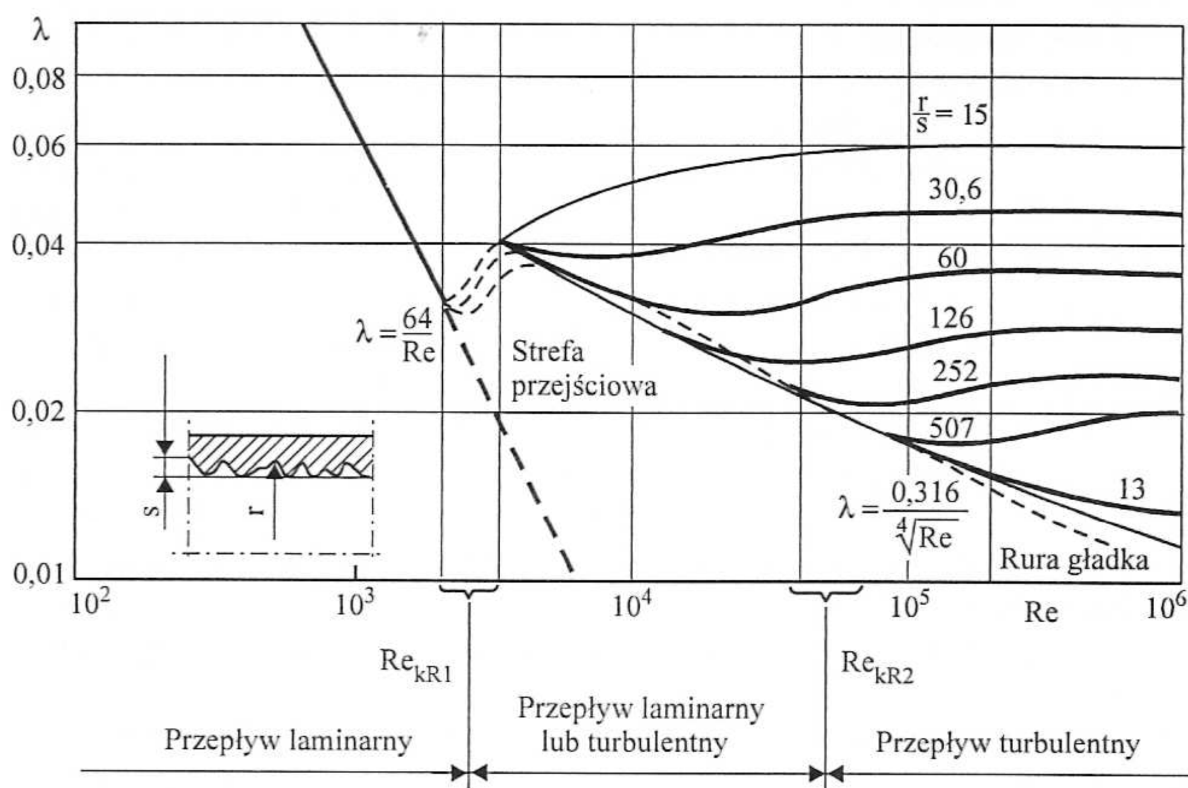
Jakość procesu napełnienia jest oceniana na podstawie wartości współczynnika napełnienia, można zatem przyjąć go też do oceny poprawności konstrukcji układu dolotowego. Przebieg współczynnika napełnienia zmienia się wraz z prędkością obrotową silnika i od jego wartości zależy z kolei moment obrotowy (moc) silnika. Znając orientacyjny przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika, można sprawdzić, jakie wymiary geometryczne układu dolotowego są w stanie zapewnić uzyskanie jej w silniku rzeczywistym. Biorąc pod uwagę fakt, że napełnienie silnika najłatwiej jest odnosić do krzywej momentu obrotowego (do niej powinno się dobierać dawkę wtryskiwanego paliwa), w dalszych rozważaniach do niej będą porównywane pozostałe parametry.

Na podstawie teorii podobieństwa wyodrębnił Brandstetter dziesięć wielkości kryterialnych dla procesu napełnienia cylindra i do określenia wartości współczynnika napełnienia silnika jednocylindrowego. W dwu jednakowych silnikach czterosuwowych o takich samych liczbach kryterialnych uzyska się także jednakowe stany przepływu w przewodzie dolotowym, taki sam przebieg ciśnień w cylindrze (w trakcie napełnienia) oraz takie same współczynniki napełnienia.

Opierając się na założeniach Brandstettera i dodając kryteria pominięte przez niego autor niniejszej pracy opracował program na maszynę cyfrową pod nazwą Siguranza, służący do doboru wymiarów geometrycznych układu dolotowego silnika wielocylindrowego z kanałami rozwidlonymi w głowicy, który to układ dolotowy zapewniłby uzyskanie efektu doładowania dynamicznego [40]. Dla rozgałęzionych przewodów dolotowych (lub kanałów w głowicy) przyjęto liczbę przepływu przy wlocie do przewodu $\alpha_w = 0,63$, a więc najmniejszą w przypadku wyidealizowanego układu Brandstettera, który uznaje tę wartość za dolną granicę zapewniającą efekt doładowania dynamicznego. Inni autorzy [60, 61, 86] uważają, że dolną granicę stanowi wartość 0,6. Dla przewodów dolotowych nierozgałęzionych α_w może przyjmować znacznie większe wartości, w zależności od ich kształtu.

Istotnym parametrem wpływającym na napełnienie silnika jest oprócz kształtu przewodów chropowatość ich wewnętrznej powierzchni, pominięta przez Brandstettera w jego rozważaniach. Wpływ jej, jak wiadomo, jest negatywny (dlatego kanały dolotowe silników wyczynowych są szlifowane), przy

czym w opracowanym programie oparto się na doświadczeniach Nikuradze, przedstawionych graficznie na rys. 4.6. Problem chropowatości ścian przewodu ujmuje on w postaci współczynnika strat λ, który zmniejsza rzeczywiste napełnienie silnika. Wartość współczynnika strat zależy od charakteru przepływu i lokalnych nierówności przewodu. Dla wartości liczb Reynoldsa określających charakter przepływu czynnika w warunkach przyjętych za podstawę opracowania programu Siguranza, współczynnik strat waha się w granicach od 0,015 do 0,022 i jest możliwy do przyjęcia. Znane są przypadki zaniku efektu doładowania dynamicznego przy zbyt dużych nierównościach powierzchni wewnętrznej przewodu dolotowego, powodujących zakłócenia w przepływie czynnika.



Rys. 4.6. Zależność współczynnika strat λ od nierówności przewodu wg Nikuradze

Program ten służy do wyznaczania wartości współczynnika napełnienia dla zmiennych parametrów konstrukcyjnych (średnicy cylindra, skoku tłoka, średnicy i długości przewodu dolotowego) oraz zmiennych parametrów pracy silnika (ciśnienie napełnienia, ciśnienie w cylindrze oraz prędkość obrotowa).

Podstawową wielkością kryterialną określającą przebieg napełnienia silnika jest bezwymiarowy iloraz:

$$K_1 = \frac{L_D f}{a} \tag{4.29}$$

Jest to kryterium prędkościowe (wymuszające częstotliwość drgań własnych). Jednocześnie można stwierdzić, że liczba kryterialna K_1 jest odwrotnością

liczby Strouhala, która występuje w równaniu Naviera-Stokesa i stanowi kryterium podobieństwa w warunkach ruchu nieustalonego (kryterium uspokojenia), a mianowicie:

$$K_1 = \frac{L_D f}{a}, \text{ podstawiając } f = \frac{n}{120} \text{ otrzymuje się } K_1 = \frac{L_D}{120}\frac{n}{a}, \quad (4.30)$$

a liczba Strouhala (znana też jako liczba Hodgsona Ho) $\mathrm{Sh} = 120\frac{a}{nL_D}$ (4.31)

Miejscowa prędkość dźwięku niezbędna do wyznaczenia K_1 jest zależna od temperatury czynnika:

$$a = \sqrt{c_p(\kappa - 1)T} \text{ lub } a = \sqrt{\kappa RT} \quad (4.32)$$

Z dotychczasowych doświadczeń i prac badawczych wiadomo, że współczynnik napełnienia η_V zależy przede wszystkim od prędkości obrotowej silnika, która wyraża równocześnie częstotliwość podstawową, z jaką słup gazu w rurze dolotowej jest pobudzany do drgań wzdłużnych. Zgodnie z teorią podobieństwa, obowiązuje zachowanie stałej wartości K_1 przy porównywaniu dwóch różnych silników. Oznacza to, że iloczyn $L_D f$ przyjmuje stałą wartość przy stałej prędkości dźwięku a w warunkach otoczenia, a to z kolei oznacza, że równoważny pod względem przepływowym silnik musi mieć przewód dolotowy długości odwrotnie proporcjonalnej do ilorazu prędkości obrotowych porównywanych silników.

Kolejnym kryterium określającym napełnienie cylindra jest stosunek objętości przewodu dolotowego do objętości cylindra.

Stosunek ten, opisany zależnością

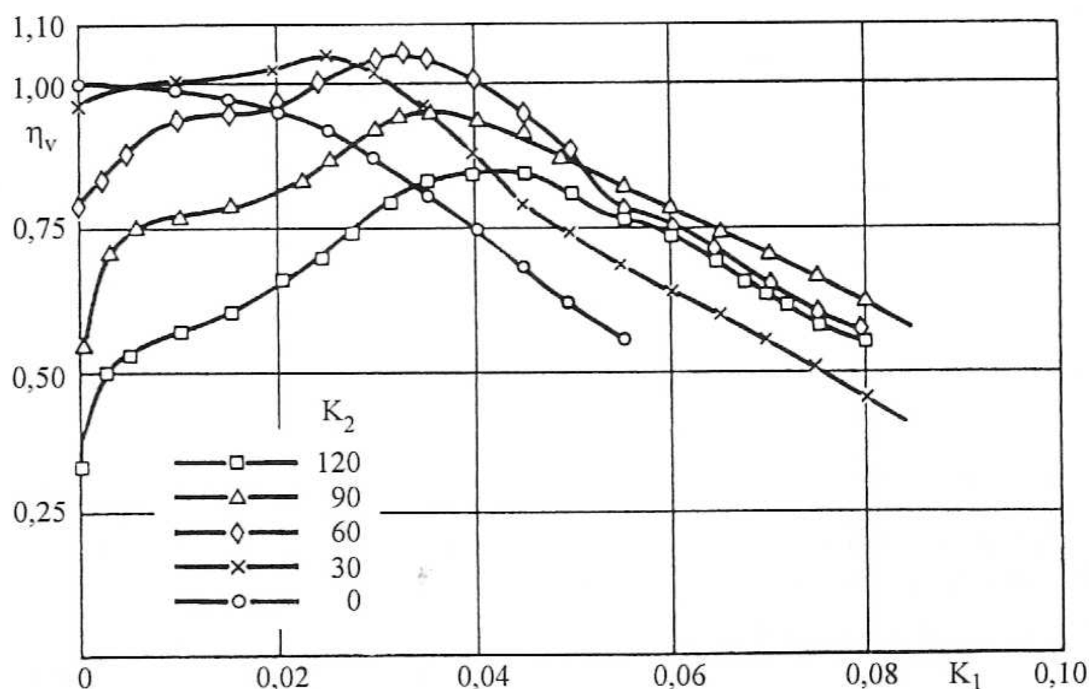
$$K_2 = \frac{L_D}{s}\left(\frac{d_d}{D}\right)^2 \quad (4.33)$$

gdzie:

D — średnica cylindra,
s — skok tłoka,
L_D — długość przewodu dolotowego,
d_d — średnica przewodu dolotowego,

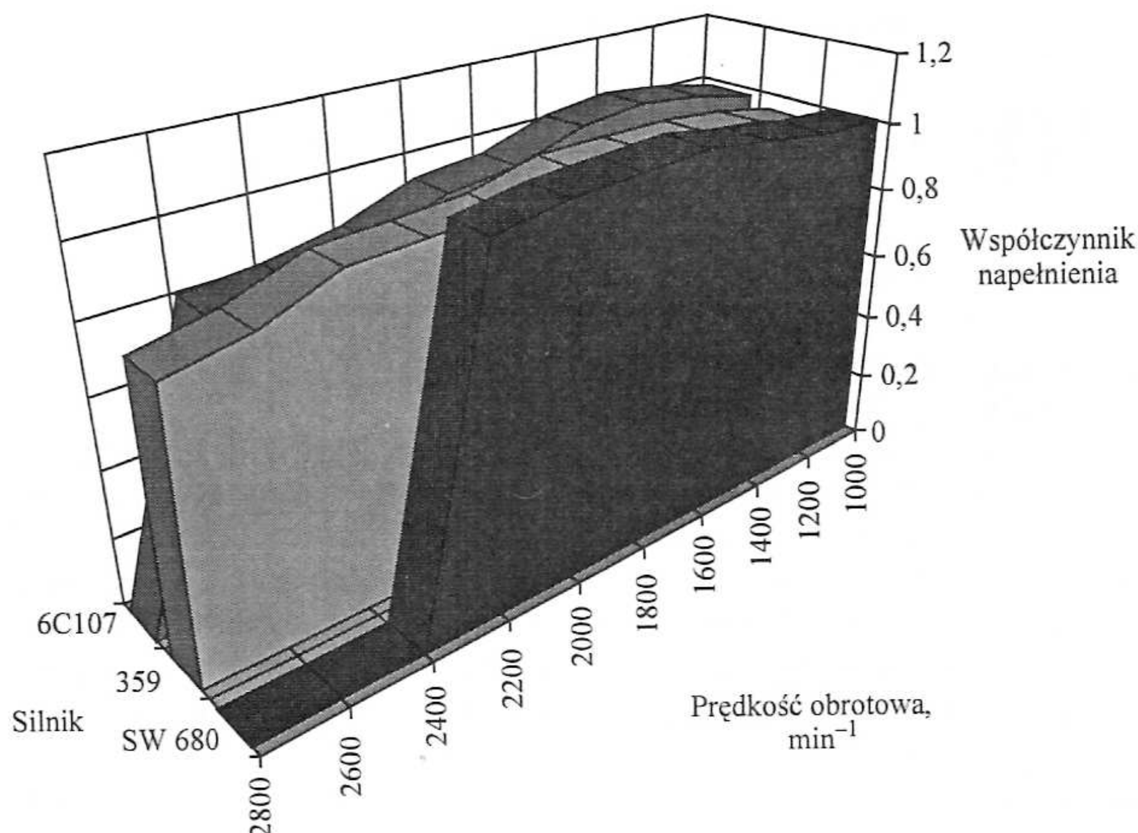
bywa stosowany w pracach szkoły S. Szczecińskiego jako wskaźnik charakteryzujący napełnienie i przepływ przez silnik. Wpływ tego kryterium na napełnienie silnika przedstawiono na rys. 4.7.

Z krzywych przedstawionych na tym rysunku wynika, że dla przewodów dolotowych o dużej objętości wartości η_V są duże przy dużym K_1 (dużej prędkości obrotowej) i odwrotnie. Wzięto również pod uwagę fakt, że prędkość obrotowa, przy której współczynnik napełnienia jest największy, zależy w głównej mierze od długości przewodu dolotowego L_D. I tak, skrócenie przewodu dolotowego o połowę i zwiększenie średnicy do podwojenia pola przekroju (zachowanie stałego K_2) zwiększa zakres prędkości obrotowej, przy której występuje efekt doładowania dynamicznego o 100%. Krzywa współczynnika napełnienia na wspomnianym rysunku sięga do prędkości obrotowej 8250 min^{-1}.



Rys. 4.7. Zmienność współczynnika napełnienia η_V w funkcji K_1 przy zmiennym K_2

Poza tym w omawianym programie uwzględniono następujące parametry: ε — stopień sprężania, λ — stosunek promienia korby do długości wykorbienia, φ_{do} — kąt otwarcia zaworu dolotowego, φ_{dz} — kąt zamknięcia zaworu dolotowego, α_w — liczba przepływu przy wlocie do przewodu dolotowego,



Rys. 4.8. Wykresy przebiegu współczynnika napełnienia uzyskane w badaniach symulacyjnych

Tabl. 4.2. Parametry układu dolotowego silników o zapłonie samoczynnym

Parametr	Silnik SW 680		Silnik 359		Silnik 6C107	
	Wartość rzeczywista	Wartość docelowa	Wartość rzeczywista	Wartość docelowa	Wartość rzeczywista	Wartość docelowa
L_D [mm]	380	743	200	750	110	900
d_d [mm]	50,4	50,4	55,0	55,0	42,0	42,0
ξ	0,93	1,46	0,394	2,00	0,654	2,00
K_1	0,02	0,043	0,013	0,051	0,0069	0,052
K_2	0,40	0,8014	0,416	1,5625	0,1394	1,141
ε	15,8	15,8	17,0	17,0	16,0	16,0
λ	0,264	0,264	0,25	0,25	0,276	0,276
α_d	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
φ_{do}	10	10	23	23	10	10
φ_{dz}	60	60	50	50	50	50
κ	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
p_c/p_s	1,0	1,1	1,0	1,1	1,0	1,1
α_w	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,815
λ_{str}	0,015÷0,022					
η_{vN}	0,798	1,025	0,802	0,810	0,805	0,850
η_{vM}	0,885	1,075	0,914	1,020	0,805	1,040

ξ — stosunek objętości kolektora dolotowego do objętości skokowej silnika,
η_{VN} — współczynnik napełnienia przy mocy znamionowej,
η_{VM} — współczynnik napełnienia przy maksymalnym momencie obrotowym.

α_d — liczba przepływu przy przelocie przez zawór, p_c/p_s — stosunek ciśnienia w cylindrze do ciśnienia ssania.

Porównanie rezultatów doładowania dynamicznego w trzech znanych silnikach o zapłonie samoczynnym przedstawiono w tabl. 4.2 i na rys. 4.8.

Widać wyraźną poprawę napełnienia silnika, wyrażającą się zwiększeniem wartości współczynnika napełnienia i to zarówno przy znamionowej prędkości obrotowej, jak i przy prędkości odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu. Przyrost napełnienia silnika o 21% w zakresie maksymalnego momentu obrotowego pozwolił na przyrost tego momentu o 18% z jednoczesnym zmniejszeniem zadymienia spalin z 3 jB. (jednostek Boscha) do 1,7 jB. Należy przypuszczać, że po nieznacznym zwiększeniu dawki wtryskiwanego paliwa możliwy jest 21-procentowy przyrost momentu obrotowego z jednoczesnym zachowaniem dopuszczalnego zadymienia spalin.

Jak widać z tablicy 4.2, uwzględniono też objętość kolektora dolotowego silnika.

Różne objętości badanych kolektorów powodowały zmiany objętości układu dolotowego silnika w dość dużych granicach. Rola objętości układu dolotowego nie jest doceniana przy jego konstruowaniu, stąd też celowe wydaje się znalezienie parametru, który charakteryzowałby układ dolotowy w sposób uogólniony. Propozycję takiego wskaźnika można znaleźć w pracy [60] w odniesieniu do silnika o zapłonie iskrowym; wyznaczono jego wartość dla kilku silników oraz dla dwóch silników wysokoprężnych (SW 680 i 359) w wersji wolnossącej. Dla silnika SW 680 w wykonaniu standardowym wskaźnik ten wynosi 3,0 i był wyznaczony z zależności:

$$k_d = \frac{V_d}{k V_c} \tag{4.34}$$

gdzie:

V_d — objętość układu dolotowego silnika, mierzona od wlotu do kolektora,

V_c — objętość skokowa jednego cylindra,

k — współczynnik wynikający z zachodzenia na siebie faz napełnienia ($k = 1$ dla silników 2-, 3- i 4-cylindrowych; $k = 1{,}5$ dla silników 6-cylindrowych; $k = 2$ dla silników 8-cylindrowych).

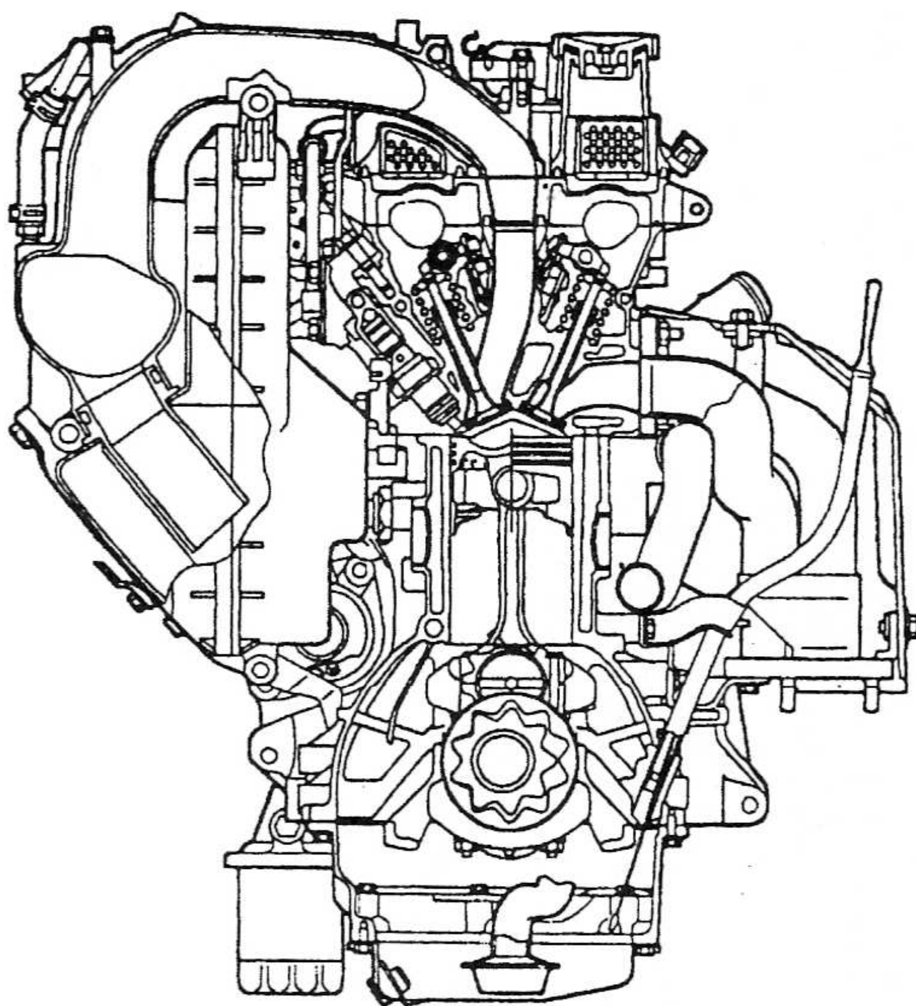
Dla silnika SW 689 opisanego w tablicy 4.2 wartości współczynnika wynosiły odpowiednio: kolektor mały – 6,78; kolektor średni – 8,89; kolektor duży – 12,08 i były znacznie większe niż w silniku standardowym, co również może tłumaczyć lepsze napełnienie cylindrów silnika wyposażonego w doładowujący układ dolotowy. Wydaje się przy tym, że bardziej celowe w przypadku silników wielocylindrowych jest odnoszenie objętości kolektora dolotowego do objętości skokowej całego silnika, a właściwa objętość kolektora powinna być równa co najwyżej dwóm objętościom skokowym silnika (tabl. 4.2), co potwierdza się we współczesnych konstrukcjach silników zarówno ZI, jak i ZS.

Długość przewodów dolotowych między kolektorami a wlotem do głowicy zgodnie z przedstawionymi rozważaniami jest dosyć znaczna, co stwarza konstruktorom problemy. Wydłużanie przewodu dolotowego jest ograniczone możliwościami zabudowy silnika z takim układem dolotowym w samochodzie, ale uzyskanie efektu doładowania dynamicznego jest możliwe również dla $^1/_4$, $^1/_2$ i $^3/_4$ długości fali, tj. długości przewodu dolotowego L_D wyznaczonej zgodnie z wzorami (4.26) lub (4.27). Z tego powodu wiele firm produkujących silniki zaczęło stosować układy dolotowe o zmiennej długości (dwóch długościach przełączanych w razie potrzeby). Ma to na celu lepsze wykorzystanie doładowania dynamicznego do poprawy przebiegu krzywej momentu obrotowego i eliminuje drugą wadę tego systemu doładowania polegającą na tym, że jego zakres działania jest ograniczony do wąskiego przedziału prędkości obrotowej, co wynika z wzorów (4.26) i (4.27).

Aby poprawić napełnienie, indywidualne przewody dolotowe projektuje się jako rury o zwężającym się przekroju (konfuzor) i łagodnym zakrzywieniu, nie powodującym zakłóceń w przepływie czynnika.

4.7. Przykłady zastosowania

Doładowanie dynamiczne stosowane jest jako reguła w silnikach o zapłonie iskrowym zasilanych wtryskowo (patrz schemat w rozdziale 1), w celu zapewnienia dobrego napełnienia silnika. Przykładem takiego rozwiązania może być silnik Mitsubishi GDI (rys. 4.9), a układu o zmiennej długości — silnik Volkswagen, a także silniki firmy Audi (rys. 4.10).

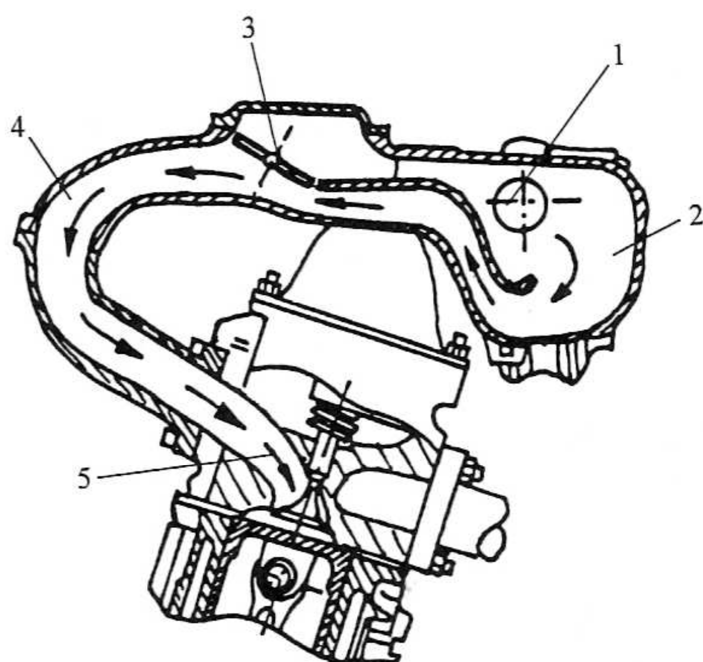


Rys. 4.9. Przekrój poprzeczny silnika Mitsubishi GDI

Podobne rozwiązania zastosowała firma Opel w swych bardzo nowoczesnych silnikach Ecotec. Przekrój poprzeczny takiego silnika przedstawiono na rys. 4.11, na którym widać z lewej strony wyraźnie wydłużone przewody dolotowe, zapewniające uzyskanie doładowania dynamicznego.

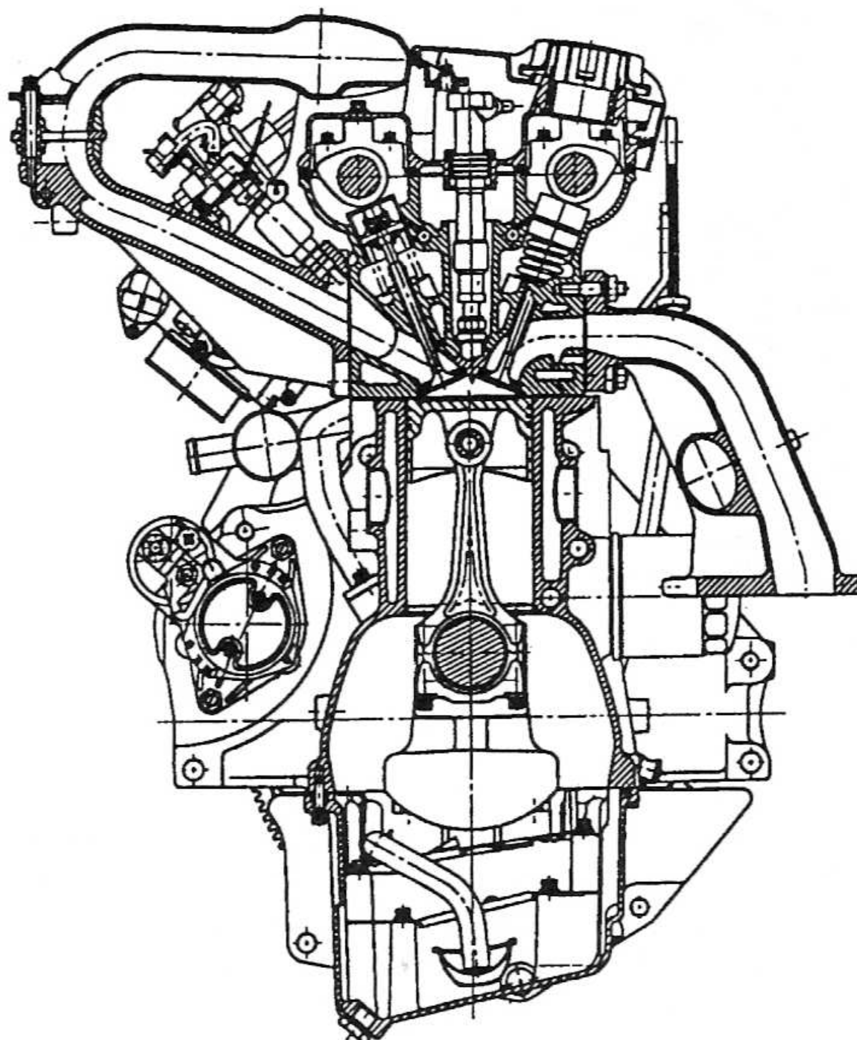
Na rysunku 4.12 widać, że moment obrotowy uzyskuje bardzo dużą wartość już przy 2500 min^{-1}, która nie zmniejsza się do uzyskania przez silnik mocy znamionowej, zapewniając dużą jego elastyczność.

W silnikach o zapłonie samoczynnym układ ten znajduje coraz szersze zastosowanie, szczególnie po wprowadzeniu go w silnikach TDI, których

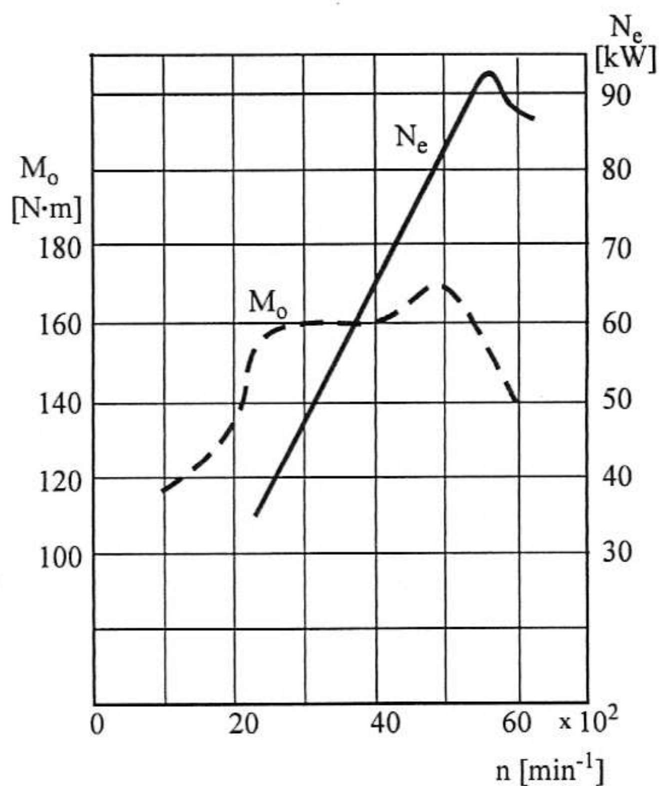


Rys. 4.10. Układ dolotowy zmiennej długości silników Volkswagen

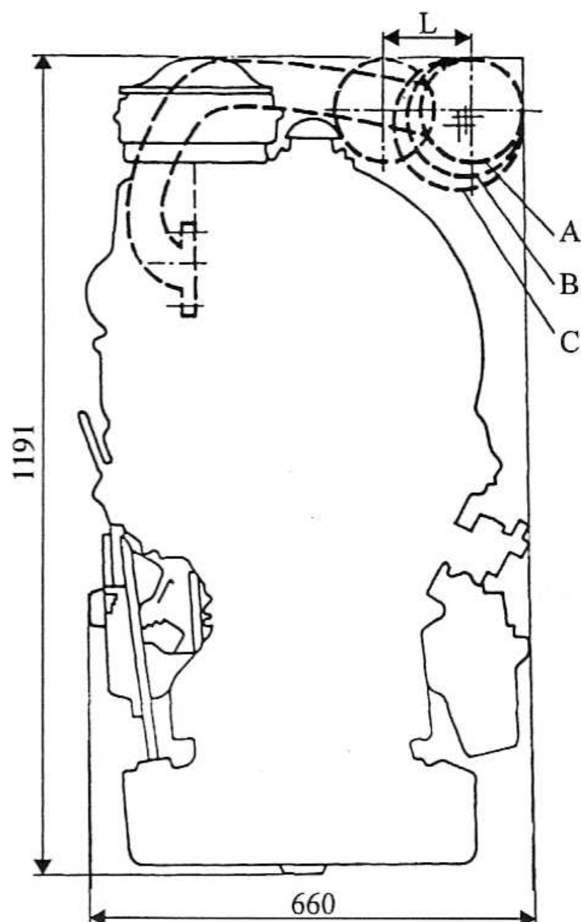
1 — wlot powietrza do kolektora, *2* — kolektor dolotowy, *3* — przepustnica, *4* — przewód dolotowy, *5* — kanał dolotowy w głowicy



Rys. 4.11. Przekrój poprzeczny silnika Opel Ecotec

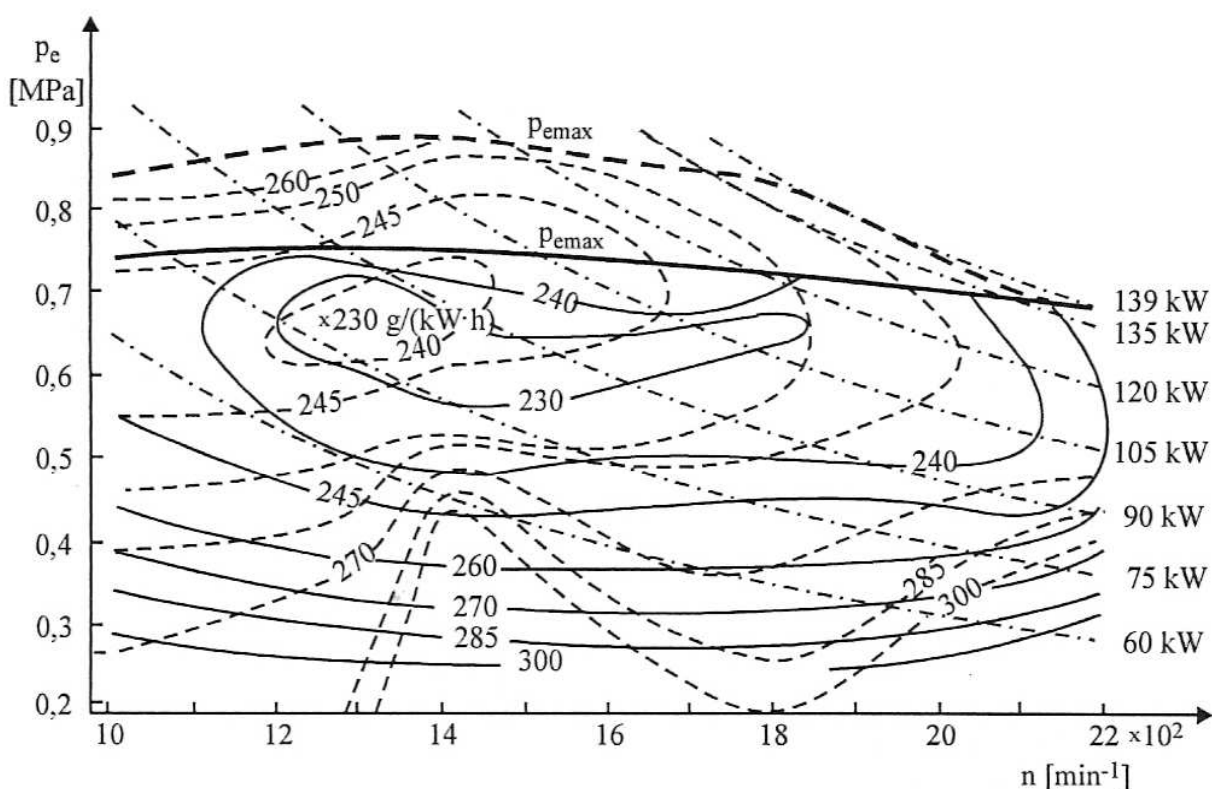


Rys. 4.12. Charakterystyka zewnętrzna silnika Opel Ecotec



Rys. 4.13. Rozmieszczenie kolektora dolotowego na silniku SW 680

L — zakres regulacji długości przewodów dolotowych, *A* — kolektor mały, *B* — kolektor średni, *C* — kolektor duży

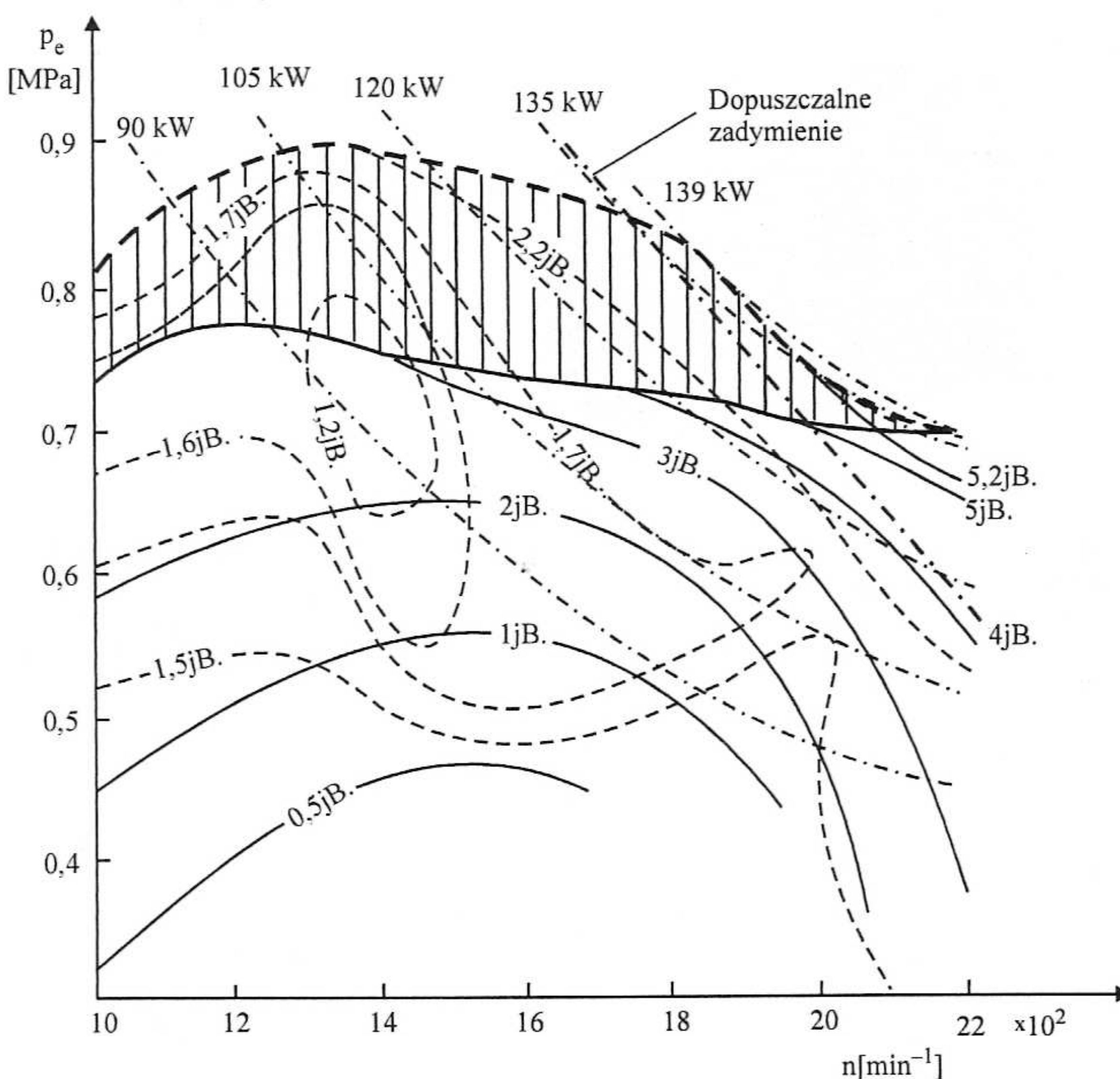


Rys. 4.14. Charakterystyka uniwersalna doładowanego dynamicznie silnika SW 680 ——— silnik doładowany dynamicznie, - - - - - silnik wolnossący, –·–·–·– hiperbole stałej mocy

wskaźniki operacyjne uległy znacznej poprawie. Stosuje się go również w silnikach dużych samochodów ciężarowych — tu prekursorem była firma DAF (patrz rys. 4.1). Sposób dostosowania silnika SW 680 do doładowania dynamicznego poprzez przeniesienie kolektora dolotowego na drugą stronę kadłuba i zmianę jego objętości przedstawiono na rys. 4.13 [47]. Charakterystykę uniwersalną tego dostosowanego silnika pokazano na rys. 4.14.

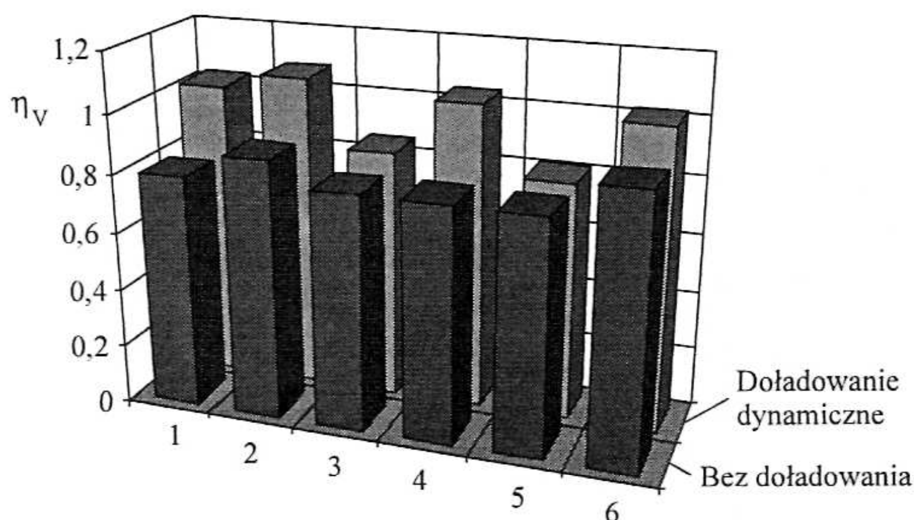
Widać wyraźne zwiększenie pola podaży momentu obrotowego, szczególnie w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych silnika. Gwałtowne zmniejszenie tego pola podaży od prędkości obrotowej 1800 min^{-1} jest związane z charakterystyczną właściwością doładowania dynamicznego polegającą na tym, że funkcjonuje ono jedynie w wąskim zakresie użytecznych prędkości obrotowych, co wynika z wzorów (4.26) i (4.27). Jeszcze korzystniej przedstawia się sytuacja w odniesieniu do zadymienia spalin (rys. 4.15) — doładowanie dynamiczne bardzo korzystnie wpłynęło na jego zmniejszenie.

Na rysunku 4.16 przedstawiono przyrost współczynnika napełnienia w wyniku doładowania dynamicznego dla typowych krajowych wielocylindrowych silników trakcyjnych. Jak widać, doładowanie dynamiczne wpływa korzystnie na napełnienie silnika, szczególnie w zakresie prędkości obrotowej odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu. Przyrost napełnienia dla silnika SW 680 wynosił 21%, dla silnika SW 400 — 29% i dla silnika 359 — 11%, co pozwala na znaczne zwiększenie sprawności ogólnej tych silników w zakresie najczęściej wykorzystywanych prędkości obrotowych.



Rys. 4.15. Uniwersalna charakterystyka dymienia silnika SW 680 doładowanego dynamicznie
——— silnik wolnossący, - - - - - silnik doładowany dynamicznie, -·-·-·- hiperbole stałej mocy

Szczególnie korzystne warunki do zastosowania doładowania dynamicznego mają silniki dwusuwowe o zapłonie iskrowym. Brak zaworów powoduje, że opory przepływu w kanałach są znacznie mniejsze, a jednocześnie możliwość ukształtowania przewodów dolotowych i wylotowych jest większa. Dla przykładu wartość współczynnika napełnienia η_V w tych silnikach dochodzi do 1,2, co jest niezgodne z definicją sprawności napełnienia, ale dzięki doładowaniu dynamicznemu ma to miejsce, gdyż liczy się ją jak dla silnika wolnossącego, a nie jak za sprężarką dla silników doładowanych.



Rys. 4.16. Porównanie współczynników napełnienia η_V silników bez doładowania i doładowanych dynamicznie wg [47]

1 — silnik SW 680, wartość η_V dla N_e, *2* — silnik SW 680, wartość η_V dla M_{omax}, *3* — silnik SW 400, wartość η_V dla N_e, *4* — silnik SW 400, wartość η_V dla M_{omax}, *5* — silnik 359, wartość η_V dla N_e, *6* — silnik 359, wartość η_V dla M_{omax}

5 ROZDZIAŁ

Doładowanie kombinowane

5.1. Opis metody

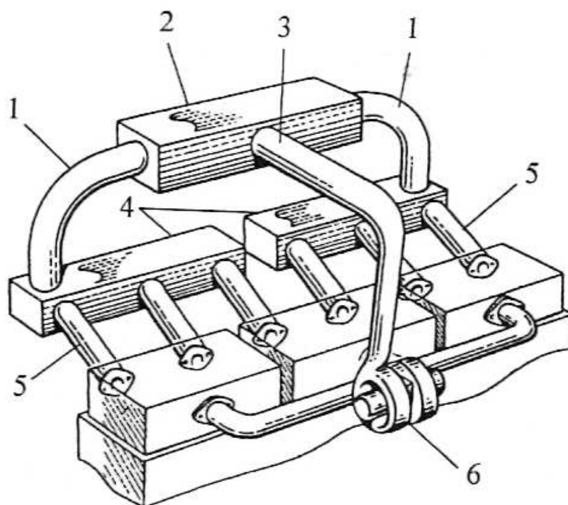
Doładowanie kombinowane jest to połączone turbodoładowanie i doładowanie dynamiczne. Zostało opracowane w latach siedemdziesiątych przez Gyulę Csera [16, 17, 18]. Powstało ono dzięki analizie niedostatków turbodoładowania, polegających na pogorszeniu właściwości dynamicznych silnika w stanach nieustalonych (szczególnie podczas przyspieszania) w wyniku nienadążania sprężarki z podawaniem wymaganej ilości powietrza, co spowodowane jest więzią gazową między silnikiem i turbosprężarką, a w związku z tym opóźnionym czasem reakcji na zmianę obciążenia lub prędkości obrotowej. Doładowanie kombinowane spełnia wszystkie wymagania stawiane współczesnym jednostkom napędowym. Doładowanie turbosprężarkowe w tym rozwiązaniu powinno zapewnić uzyskanie wymaganego napełnienia i w związku z tym parametrów roboczych silnika w zakresie dużych prędkości obrotowych (zbliżonych do znamionowych).

W stanach nieustalonych, kiedy turbosprężarka nie nadąża z podawaniem niezbędnej ilości powietrza do cylindra, działa układ doładowania dynamicznego, zapewniając należyte napełnienie cylindra. Doładowanie dynamiczne „wspomaga" również turbosprężarkę podczas pracy silnika w warunkach ustalonych w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych silnika. Korzystny efekt zwiększonego napełniania silnika można jeszcze bardziej zwiększyć przez ochłodzenie powietrza doładowującego, które ma na celu również zmniejszenie długości przewodów dolotowych zapewniających wykorzystanie zjawisk falowych. Wpływ na długość wspomnianych przewodów ma lokalna prędkość dźwięku, która z kolei zależy od temperatury przepływającego czynnika, tzn. powietrza. Ogólnie rzecz biorąc, przystosowując silnik do doładowania kombinowanego należy wziąć pod uwagę następujące czynniki:
— objętość skokową silnika,
— rezonansową prędkość obrotową,

— średnicę i długość przewodu dolotowego,
— objętość zbiornika rezonansowego (kolektora).

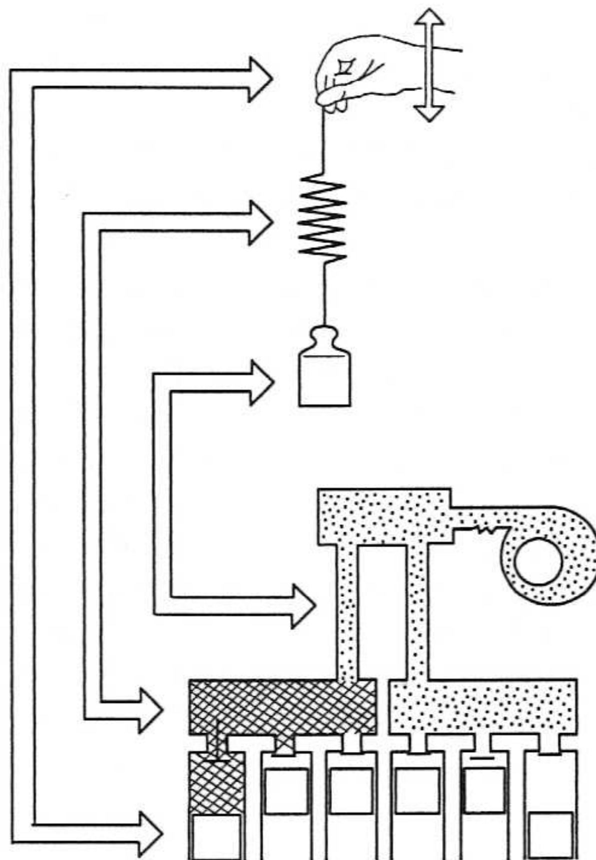
Uwzględniając te założenia, skonstruowano układ dolotowy silnika wysokoprężnego przedstawiony na rysunku 5.1. Turbosprężarka *6* podaje powietrze pod zwiększonym ciśnieniem przez przewód *3* do zbiornika wyrównawczego (kolektora) *2*. Z kolektora powietrze przepływa przewodami rezonansowymi *1* do rezonatorów *4*, a dalej przewodami dolotowymi *5* do cylindrów.

Metodę tę najbardziej obrazowo przedstawia porównanie do ciężarka drgającego na sprężynie (rys. 5.2). Poszczególne elementy układu dolotowego przyrównano do ręki (element wymuszający drgania), sprężyny (zbiorniki rezonansowe) i ciężarka (przewody rezonansowe).



Rys. 5.1. Układ dolotowy silnika z doładowaniem kombinowanym, wg G. Csera [16]

1 — rura rezonansowa, *2* — zbiornik wyrównawczy, *3* — rura łącząca turbosprężarkę ze zbiornikiem wyrównawczym, *4* — zbiornik rezonansowy, *5* — rura dolotowa, *6* — turbosprężarka



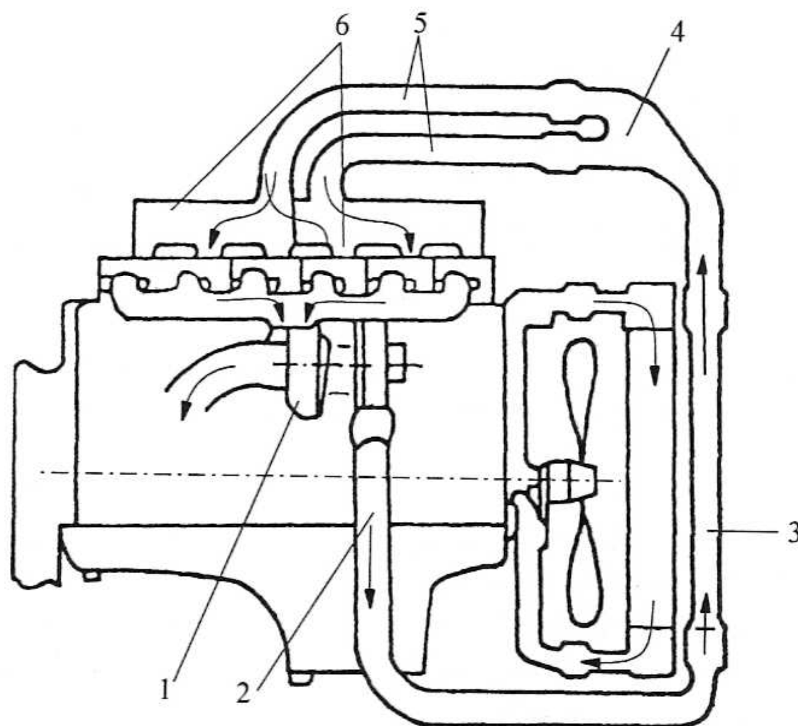
Rys. 5.2. Istota doładowania kombinowanego

Na podstawie wymienionych założeń znane wytwórnie silników wysokoprężnych MAN (RFN) i SAURER (Szwajcaria) opracowały silniki z doładowaniem kombinowanym, które mają wyraźnie korzystniejsze wskaźniki w porównaniu z silnikami wolnossącymi czy też turbodoładowanymi. Sposób rozwiązania systemu doładowania z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego pokazano na rys. 5.3, a dane charakterystyczne silników wytwórni MAN — w tablicy 5.1. Rysunek 5.3 ilustruje praktyczną realizację schematu z rysunku

Tabl. 5.1. Dane charakterystyczne rzędowych silników sześciocylindrowych MAN

Wersja silnika	N_e kW	n_N min^{-1}	$M_{o\,max}$ N · m	n_M min^{-1}	M_N N · m
D 2566 M	177	2200	830	1600	768,7
D 2566 I MT	206	2200	1030	1500	894,6
D 2566 I MK	206	2200	1160	1300 ÷ 1600	894,6
D 2566 II MT	235	2200	1220	1500	1020,6
D 2566 II MK	235	2200	1350	1200 ÷ 1600	1020,6

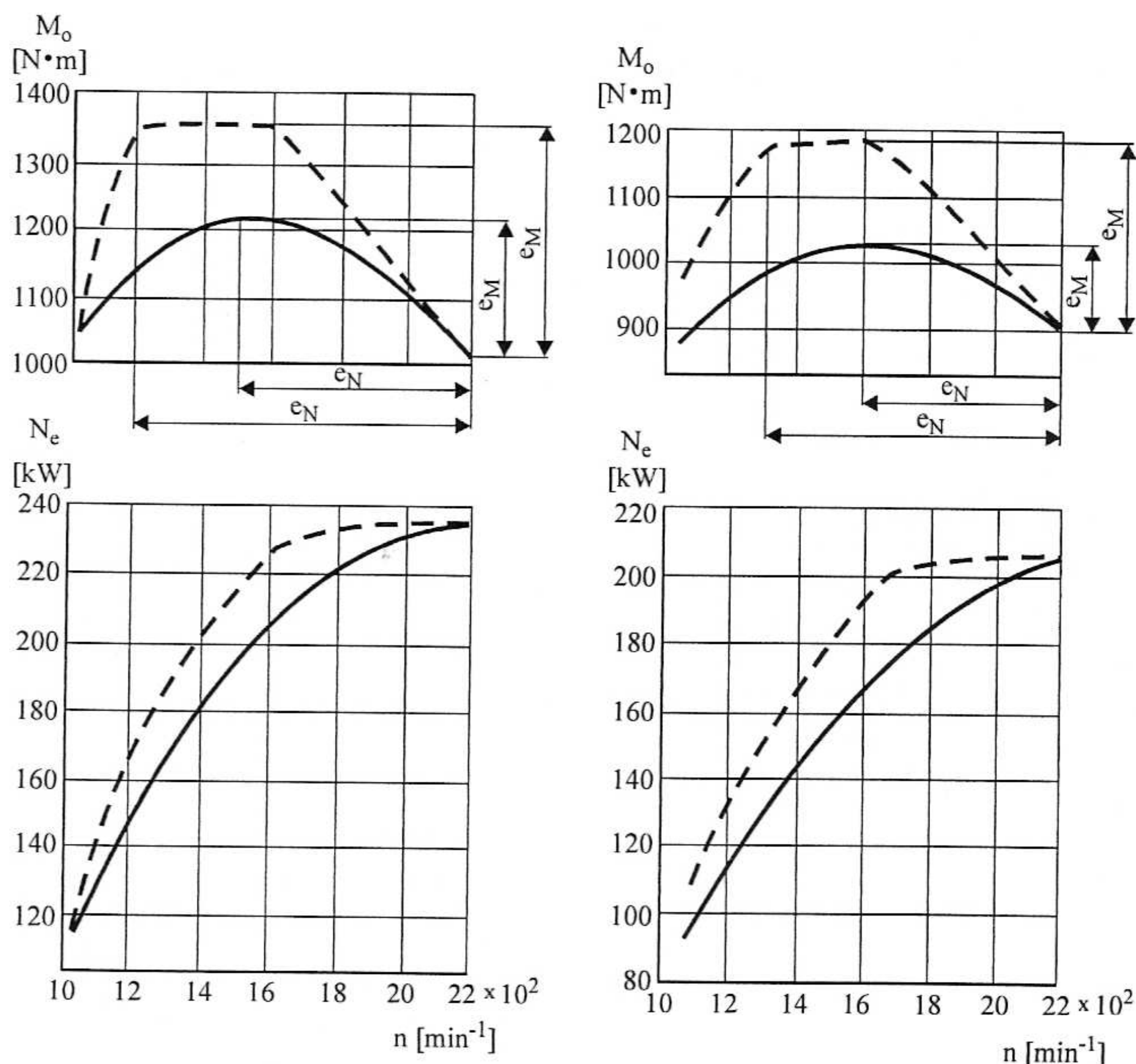
M — silnik wolnossący, MT — silnik turbodoładowany, MK — silnik z doładowaniem kombinowanym.



Rys. 5.3. Doładowanie kombinowane z chłodzeniem powietrza doładowującego
1 — turbosprężarka, *2* — sprężone powietrze, $t_{pd} = 120°C$, *3* — chłodnica powietrza, *4* — kolektor dolotowy, $t_{pd} = 50°C$, *5* — rury rezonansowe, *6* — zbiorniki rezonansowe

5.1, uzupełnionego o chłodzenie powietrza doładowującego, które, jak wspomniano wcześniej, znacznie polepsza napełnienie silnika. Na rysunku 5.4 przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silników MAN z doładowaniem kombinowanym, a na rys. 5.5 — ich charakterystyki uniwersalne.

Z charakterystyk tych widać wyraźnie wpływ doładowania kombinowanego na przebieg krzywych momentu obrotowego i mocy. Uzyskany przebieg krzywej momentu obrotowego wskazuje na znaczną poprawę elastyczności silnika z doładowaniem kombinowanym. Wpływ tego rodzaju doładowania na wskaź-



Rys. 5.4. Charakterystyki zewnętrzne silników MAN z doładowaniem kombinowanym ——— silnik D 2566 DT, - - - - - silnik D 25466 MK

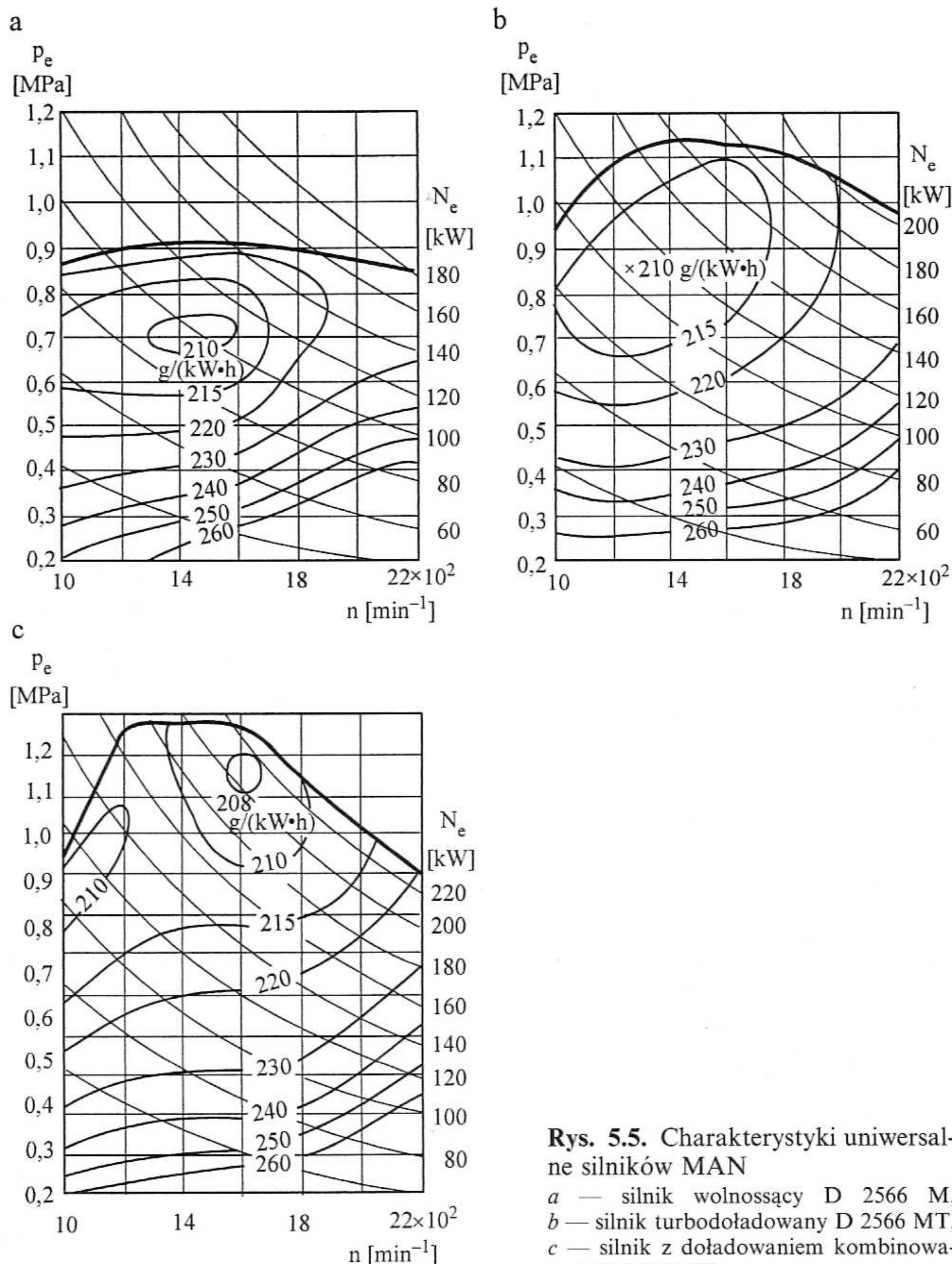
niki ekonomiczne silników MAN D2566 prześledzić można analizując ich charakterystyki uniwersalne (rys. 5.5). W efekcie uzyskano:

— bardzo małe jednostkowe zużycie paliwa, około 208 g/(kW · h),
— obszar względnie małego jednostkowego zużycia paliwa 215 g/(kW · h) zajmuje około 40% charakterystyki,
— przy mocy 180 kW i średnich prędkościach obrotowych (najczęściej wykorzystywanych podczas jazdy samochodem) jednostkowe zużycie paliwa nie przekracza 210 g/(kW · h),
— współczynnik elastyczności tego silnika wynosi 2,438 i jest bardzo duży, co świadczy o dużej zdolności przystosowywania się w stanach nieustalonych.

Nieco inny schemat doładowania kombinowanego zastosowano w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej (rys. 5.6).

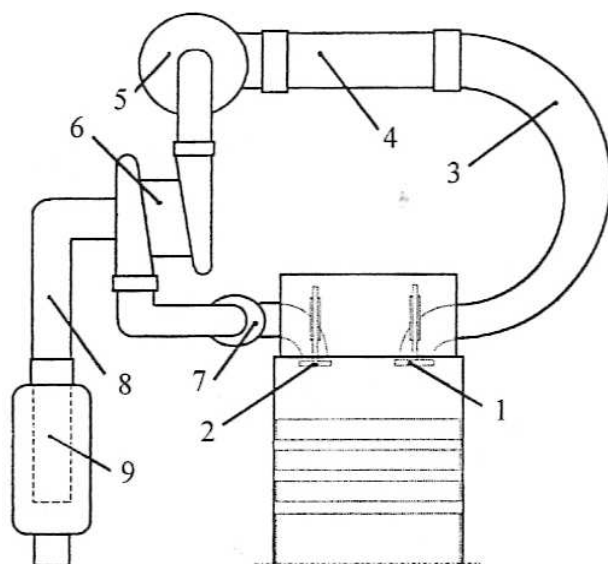
Rolę zbiornika wyrównawczego i jednocześnie rezonatora ma spełniać kolektor dolotowy o zwiększonej objętości. Poza tym nie stosowano chłodzenia powietrza doładowującego, co powoduje, że nie wykorzystano wszystkich rezerw

tkwiących w badanym silniku. Charakterystykę zewnętrzną silnika SW 680/17 z układem doładowania opracowanym przez KEPS przedstawiono na rys. 5.7. Uzyskano przyrost momentu obrotowego 13% i przemieszczenie jego maksimum o 200 obr/min w kierunku mniejszych prędkości obrotowych, co spowodowało zwiększenie współczynnika elastyczności z 1,56 do 1,86, tj. o 19,9%, a więc dość znaczny. Uzyskano to przy zadymieniu spalin nie przekraczającym 2 jednostek Boscha i jednostkowym zużyciu paliwa mniejszym



Rys. 5.5. Charakterystyki uniwersalne silników MAN
a — silnik wolnossący D 2566 M, *b* — silnik turbodoładowany D 2566 MT, *c* — silnik z doładowaniem kombinowanym D 2566 MK

średnio o 5% niż silnika bez doładowania. Wszystkie te korzystne rezultaty osiągnięto dzięki zharmonizowaniu działania wspomnianych na wstępie obydwu sposobów doładowania, co uwidacznia się w przyroście współczynnika nadmiaru powietrza w zakresie średnich prędkości obrotowych silnika — rys. 5.8. Przedstawione na tym rysunku wartości parametrów λ, t_g, q, p_e, g_e silników turbodoładowanych były również podstawą do opracowania metody doładowania kombinowanego przez G. Csera [15, 16, 17].



Rys. 5.6. Doładowanie kombinowane wg KEPS [36, 37]
1 — zawór dolotowy, *2* — zawór wylotowy, *3* — przewód konfuzorowy, *4* — rura rezonatora, *5* — kolektor dolotowy, *6* — turbosprężarka, *7* — kolektor wylotowy, *8* — przewód wylotowy, *9* — tłumik

Podobnie korzystnie, w porównaniu z turbodoładowaniem, kształtują się właściwości dynamiczne silników z doładowaniem kombinowanym, gdyż i w tym przypadku luki turbodoładowania wypełnia doładowanie dynamiczne. Ponieważ silniki te są w pewnym zakresie prędkości obrotowej silnikami o prawie stałej mocy lub stałym momencie (rys. 5.4 i 5.5), liczba niezbędnych przełączeń skrzyni biegów zmniejsza się o 24%, co znacznie ułatwia pracę kierowcy.

5.2. Dobór układu doładowującego

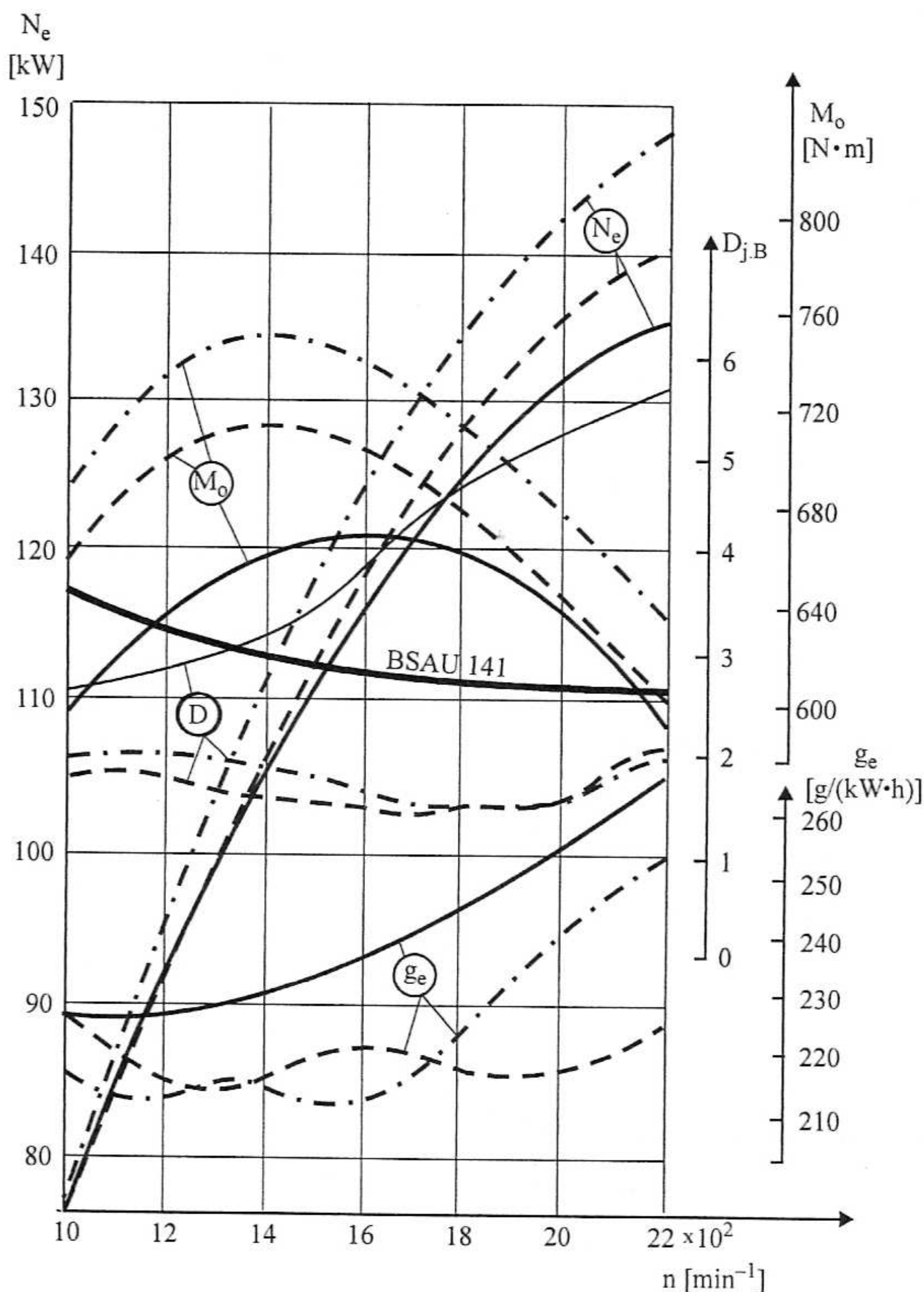
W celu zapewnienia skuteczności doładowania kombinowanego należy właściwie dobrać zarówno turbosprężarkę, jak i przewody dolotowe o odpowiedniej długości. Turbosprężarkę dobiera się tak, jak podano w rozdziale 3. niniejszej pracy, a przewody dolotowe — jak w rozdziale 4. — wzór (4.26) lub (4.27).

Długość przewodu dolotowego mającego zapewnić uzyskanie efektu doładowania dynamicznego:

$$L_D = \frac{6a}{n} \pm 0{,}075 \quad \text{[m]}$$

gdzie:

a — miejscowa prędkość dźwięku; w przypadku warunków normalnych oznacza się ją a_0, a wynosi ona 343,13 m/s,

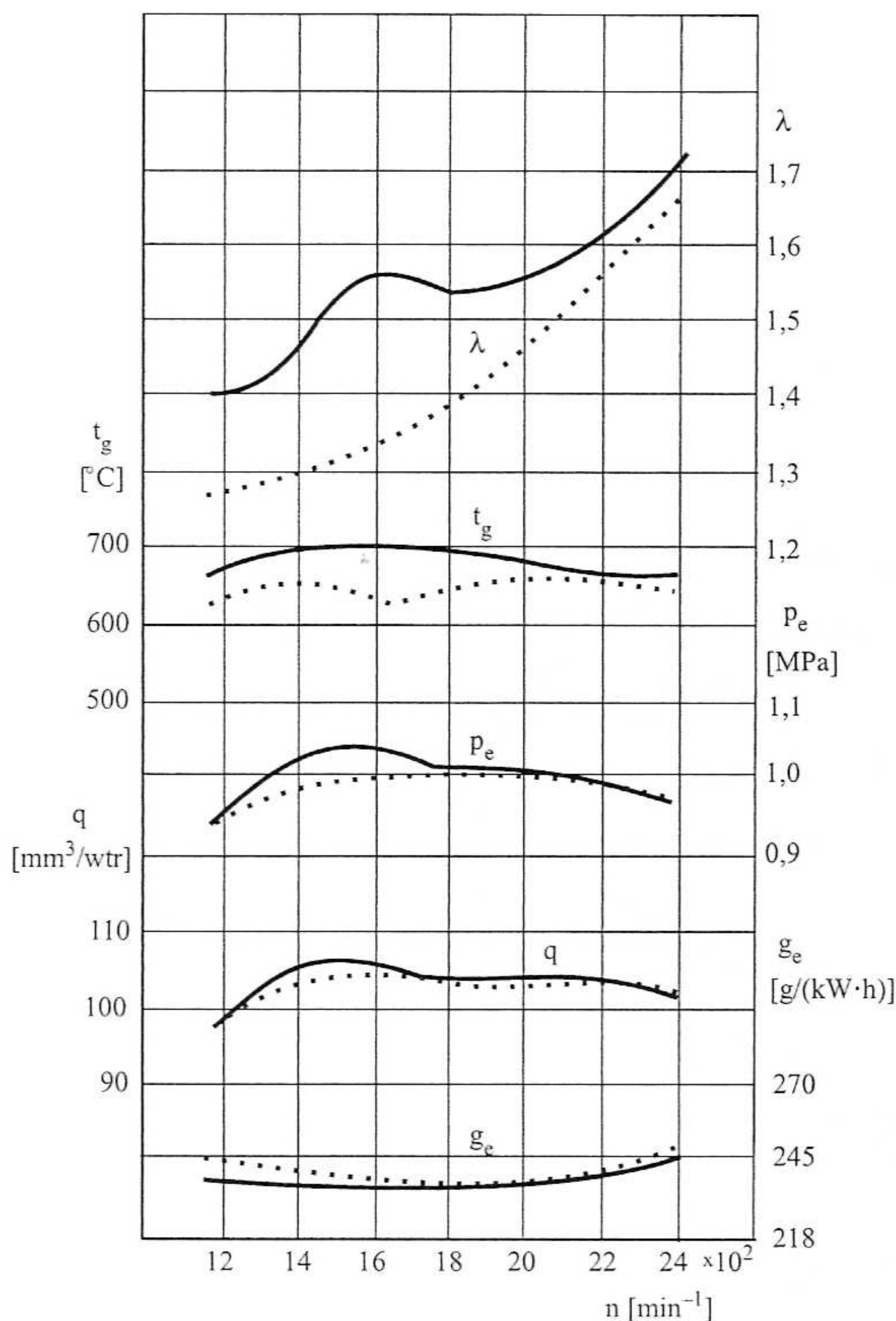


Rys. 5.7. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW 680
——— silnik wolnossący, - - - - - silnik z doładowaniem kombinowanym, dawka paliwa większa o 5%, – · – · – silnik z doładowaniem kombinowanym, dawka paliwa większa o 10%, BSAU 141 — brytyjska norma dopuszczalnego zadymienia spalin

n — prędkość obrotowa, przy której ma wystąpić efekt doładowania dynamicznego.

W przypadku doładowania kombinowanego nie można przyjmować prędkości dźwięku a_0, gdyż powietrze po sprężeniu przez sprężarkę jest dość znacznie podgrzane (rys. 5.3) i prędkość dźwięku zależy od temperatury przepływającego czynnika (powietrza):

$$a = \sqrt{\kappa R T} \quad [\mathrm{m/s}], \tag{5.1}$$



Rys. 5.8. Porównanie różnych parametrów silnika w przypadku turbodoładowania (linia kropkowa) i doładowania kombinowanego (linia ciągła)

gdzie:

κ — wykładnik adiabaty,

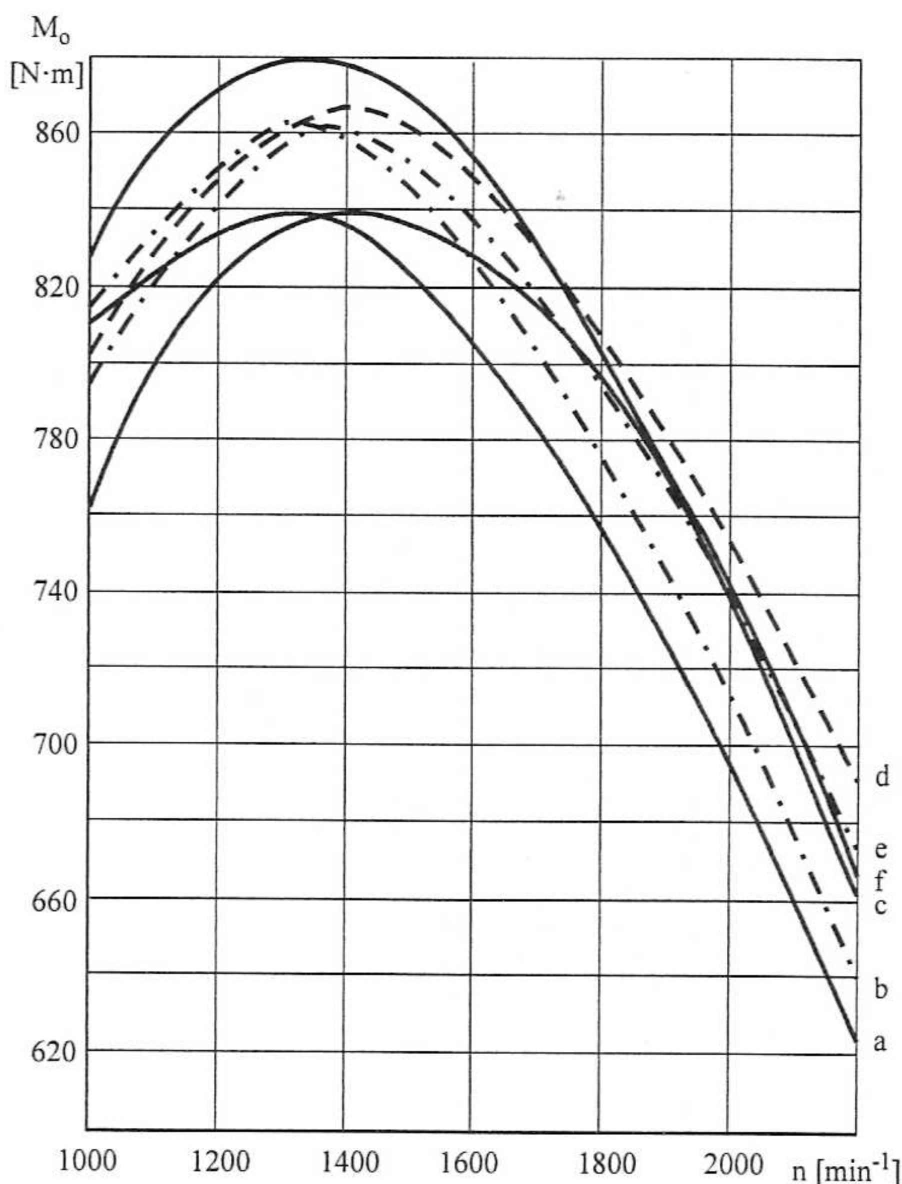
R — stała gazowa przepływającego czynnika,

T — temperatura bezwzględna przepływającego czynnika.

Otrzymuje się w wyniku znacznie większą miejscową prędkość dźwięku, a tym samym znacznie dłuższe przewody dolotowe.

5.3. Przykłady zastosowania

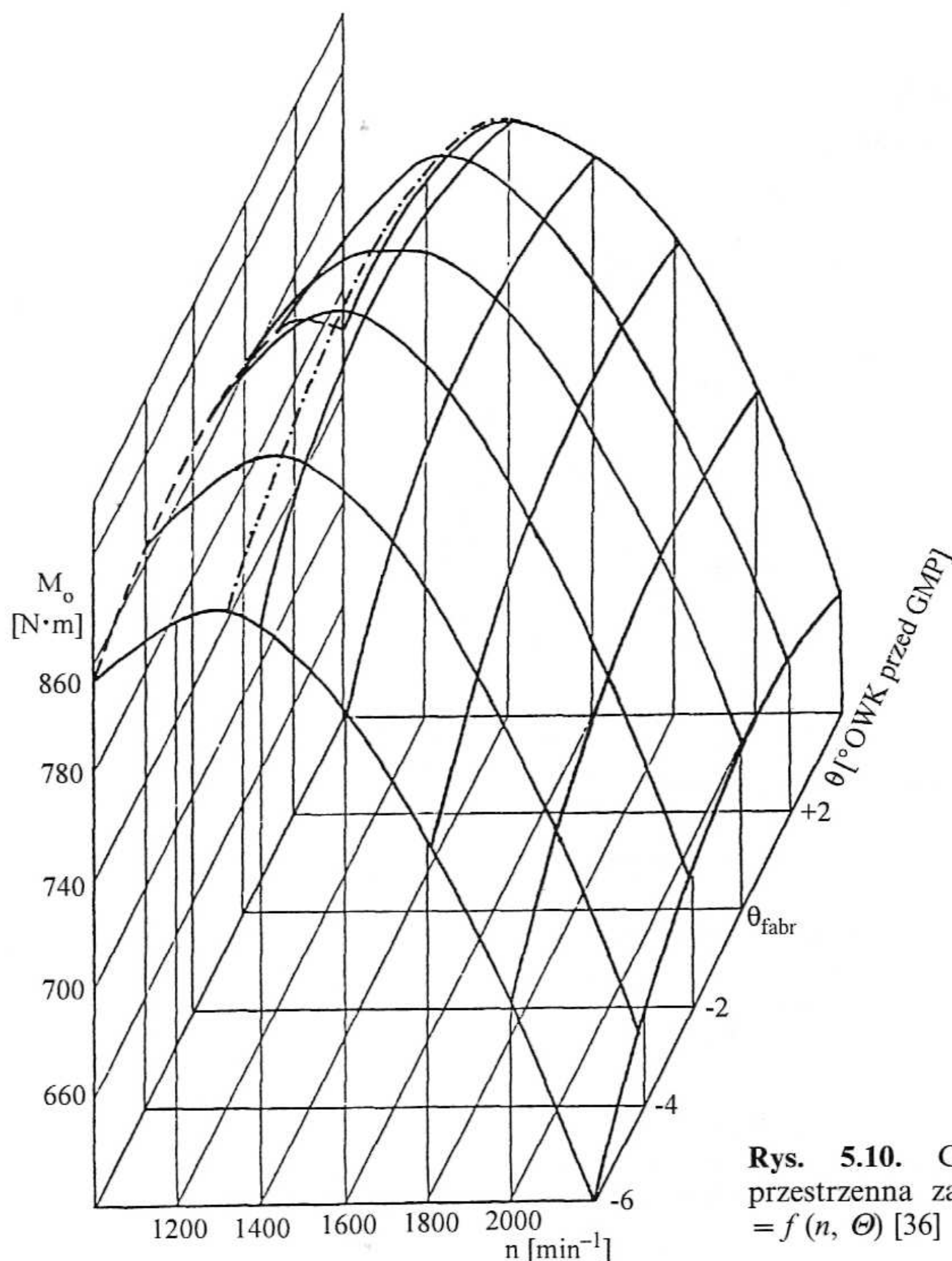
Biorąc pod uwagę fakt, że doładowanie kombinowane poprawia warunki tworzenia mieszaniny palnej paliwa z powietrzem, trzeba było sprawdzić kąt wyprzedzenia wtrysku w porównaniu z silnikiem doładowanym konwencjonalnie. Badania te przeprowadzono na wcześniej opisanym silniku SW 680 z odpowiednio dobranym układem dolotowym. Uzyskane rezultaty przedstawiono na rys. 5.9.



Rys. 5.9. Przebieg momentu obrotowego silnika SW 680 z doładowaniem kombinowanym w zależności od kąta wyprzedzenia wtrysku Θ [36]
a: Θ_{fabr} – 6°OWK, *b*: Θ_{fabr} – 4°OWK, *c*: Θ_{fabr} – 2°OWK, *d*: Θ_{fabr}, *e*: Θ_{fabr} + 2°OWK, *f*: Θ_{fabr} + 4°OWK

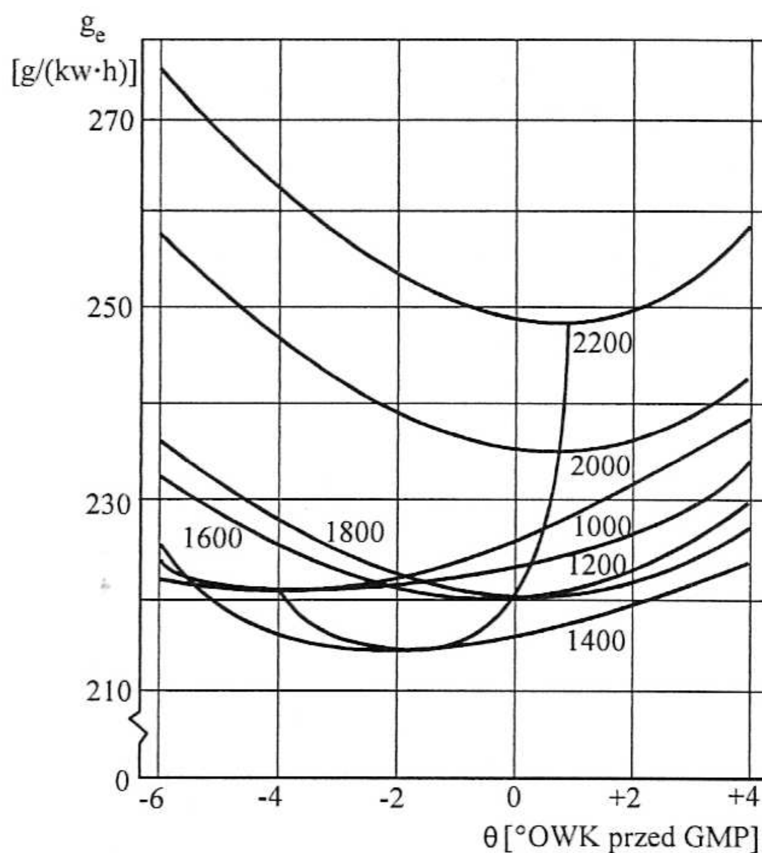
W regulacji fabrycznej kąt wyprzedzenia wtrysku silnika SW 680 wynosi 26°OWK przed górnym martwym położeniem (GMP). W zakresie prędkości obrotowych $1000 \div 1700$ min^{-1} zdecydowanie lepsze rezultaty miał silnik

o kącie wyprzedzenia wtrysku 24°OWK przed GMP, i to zarówno co do wartości maksymalnej momentu obrotowego, jak i jego położenia w kierunku osi *x*. Taki stan rzeczy można też tłumaczyć brakiem automatycznego przestawiacza kąta wyprzedzenia wtrysku w silniku SW 680. Jeszcze wyraźniej widać zależności momentu obrotowego od kąta wyprzedzenia wtrysku na rysunku przestrzennym 5.10, który pozwala dobrać jego wartość optymalną do warunków eksploatacji [36].

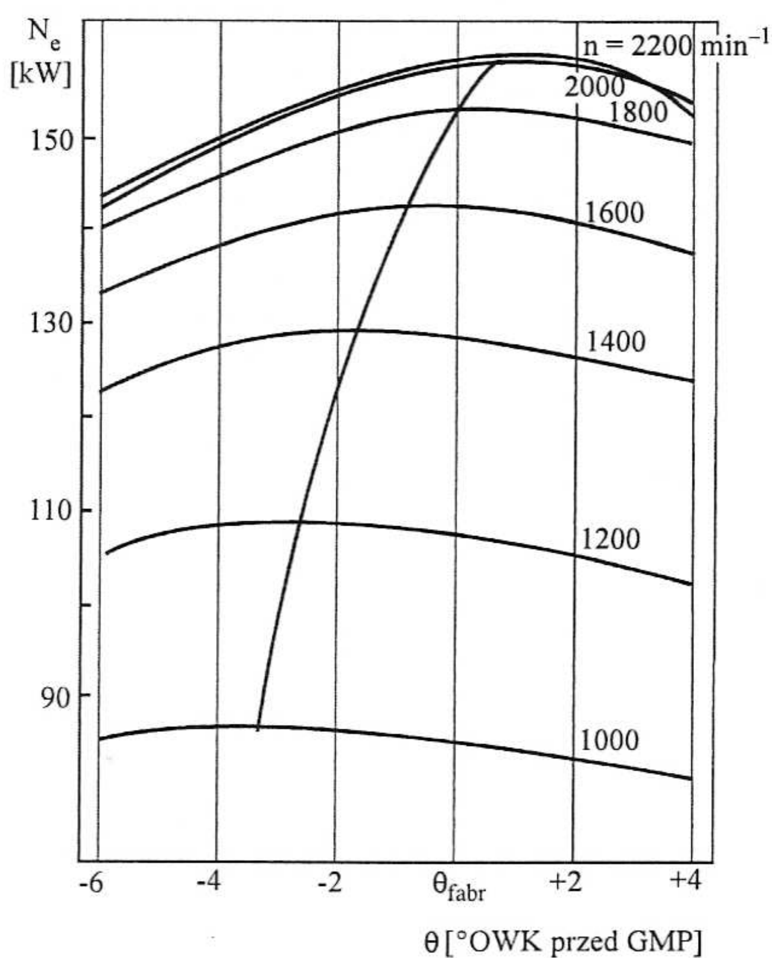


Rys. 5.10. Charakterystyka przestrzenna zależności $M_o = f(n, \Theta)$ [36]

Potwierdzeniem tych rezultatów jest charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa (rys. 5.11), z której wynika, że najkorzystniej kształtuje się ono między prędkościami obrotowymi 1200 i 1400 min^{-1}.



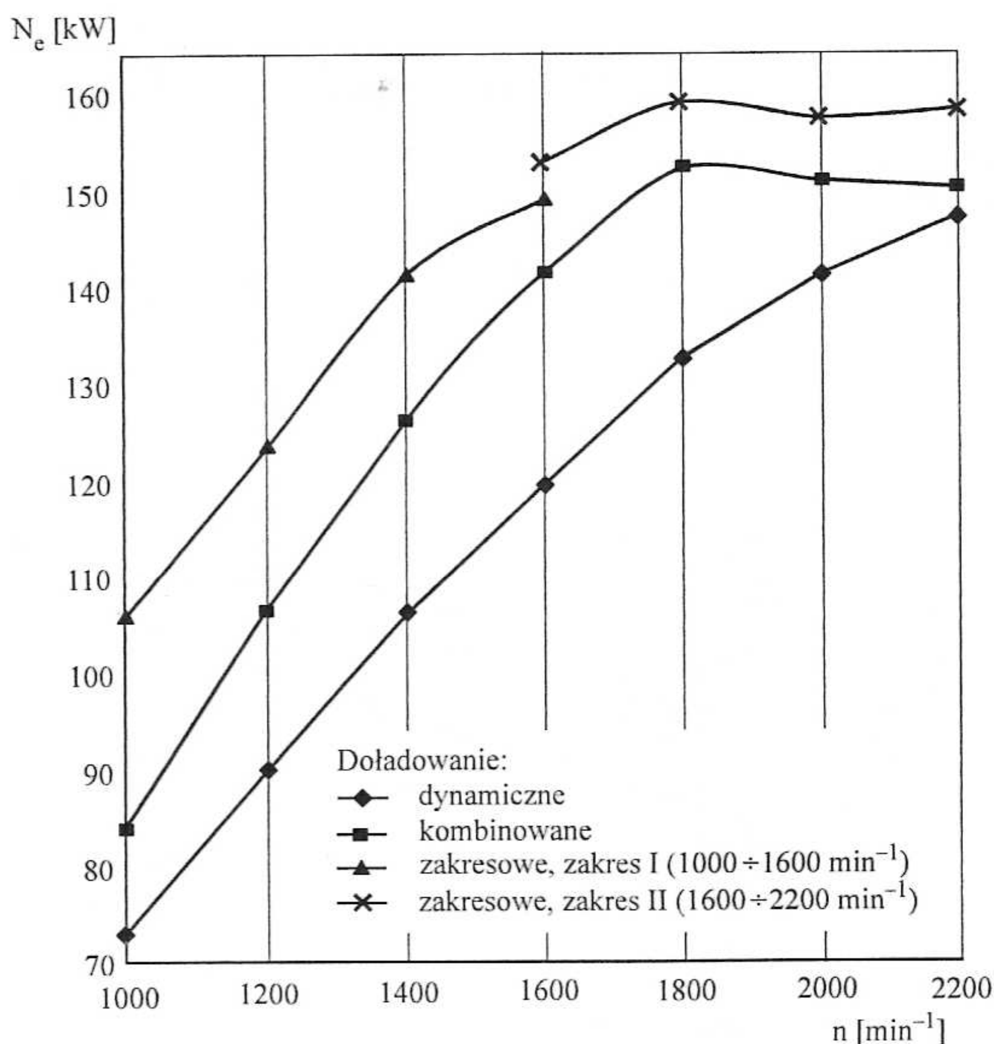
Rys. 5.11. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa silnika SW 680 z doładowaniem kombinowanym [36]



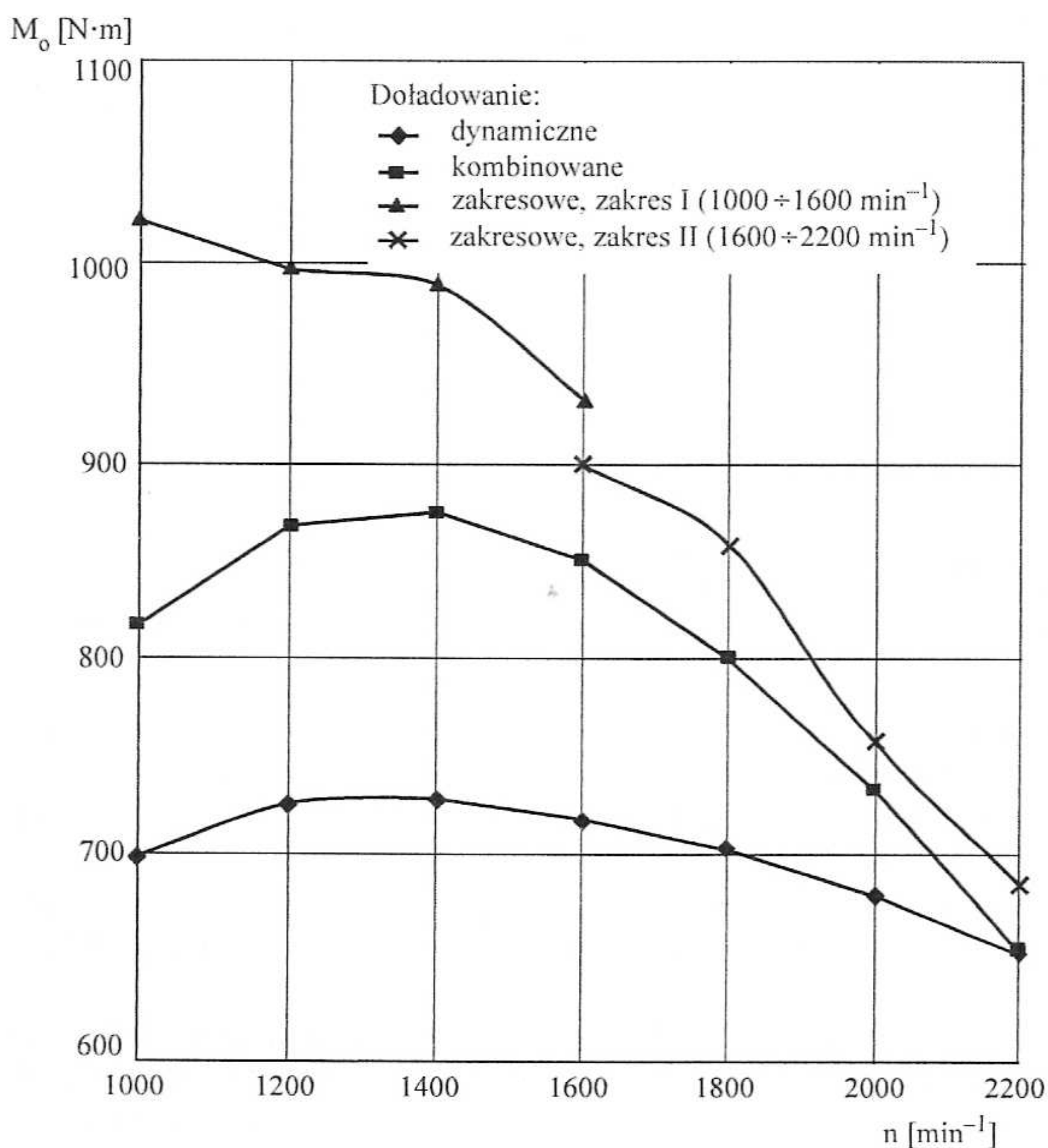
Rys. 5.12. Charakterystyka regulacyjna mocy efektywnej silnika SW 680 z doładowaniem kombinowanym [36]

Charakterystykę regulacyjną mocy efektywnej silnika SW 680 przedstawia rys. 5.12, z którego wynika, że regulacja fabryczna jest optymalna dla prędkości obrotowej 1800 min^{-1}, natomiast dla prędkości znamionowej (2200 min^{-1}) korzystniejszy byłby kąt wyprzedzenia wtrysku 27°OWK przed GMP.

Interesująco wygląda porównanie doładowania dynamicznego, doładowania kombinowanego i doładowania zakresowego (sekwencyjnego) omawianego silnika. Daje ono pogląd co do możliwości kształtowania przebiegu krzywych mocy oraz momentu obrotowego silnika o wtrysku bezpośrednim z zastosowaniem różnych rodzajów doładowania (rys. 5.13 i 5.14).



Rys. 5.13. Porównanie mocy silnika SW 680 przy różnych rodzajach doładowania [37]



Rys. 5.14. Porównanie momentu obrotowego silnika SW 680 przy różnych rodzajach doładowania [37]

6 ROZDZIAŁ

Doładowanie Comprex

Przedstawione na Międzynarodowym Salonie Genewskim w roku 1974 doładowanie gazodynamiczne pod nazwą Comprex zostało opracowane w firmie Brown Boweri przy współudziale uczelni szwajcarskich. W wyniku przeprowadzonych prac teoretycznych i doświadczalnych powstał system doładowania silników o zapłonie zarówno samoczynnym, jak i iskrowym, w pełni dopracowany technicznie, możliwy do zastosowania we współczesnych silnikach samochodowych.

Celem, który przyświecał konstruktorom, była możliwość modelowania przebiegu krzywej momentu obrotowego, co w efekcie pozwala na zmniejszenie eksploatacyjnego zużycia paliwa. Prace badawcze pod kierunkiem prof. M. Berchtolda prowadzili T. Lutz i R. Scholz i przedstawili ich wyniki w postaci zasad nowego sposobu doładowania. Polegał on na wykorzystaniu ciśnienia gazów wylotowych do sprężenia powietrza wtłaczanego do przewodu dolotowego silnika. Opisali oni szczegółowo budowę doładowarki, jej poszczególne elementy, sposób napędu, podstawy teoretyczne zjawisk falowych (wykorzystując metodę charakterystyk), stanowisko badawcze oraz przeprowadzone na nim badania, jak też badania drogowe samochodu ciężarowego wyposażonego w silnik z doładowaniem Comprex. Z kolei A. Wunsch [79, 80] przedstawił długotrwałą próbę silnika Saurer typu DK z doładowaniem Comprex. Omówił szczegółowo parametry mierzone w trakcie próby oraz zdolność silnika do przyspieszania. Wyniki tych badań przedstawiono tabelarycznie i na wielu rysunkach umożliwiających porównanie mierzonych parametrów.

Prace [23, 35, 50, 83, 84] są poświęcone teoretycznym podstawom procesu doładowania Comprex oraz zastosowania go jako wysokociśnieniowego stopnia turbiny spalinowej.

6.1. Opis działania doładowarki Comprex

System doładowania Comprex łączy w sobie zalety doładowania mechanicznego i turbodoładowania [23, 35, 50]. Do zalet tych można zaliczyć:
— płaski przebieg krzywej ciśnienia powietrza doładowującego w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych,
— bardzo krótki czas odpowiedzi na gwałtowne obciążenia (prawie jak w przypadku doładowania mechanicznego),
— duży spręż,
— korzystne parametry pracy silnika w górach (wysoko nad poziomem morza),
— mniejsze wymagania w stosunku do materiału wirnika,
— małe jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych silnika.

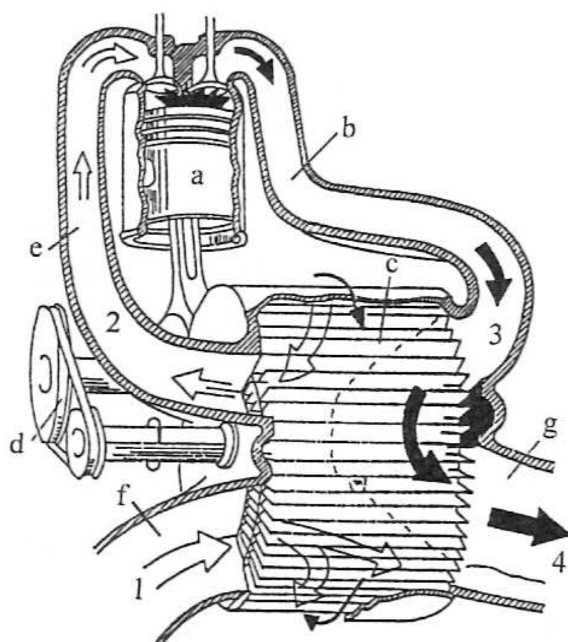
Jak każde urządzenie techniczne, doładowarka Comprex ma też wady, m.in.:
— trudności w uzyskiwaniu małych ciśnień,
— większe wymiary wirnika w porównaniu z turbosprężarką,
— konieczność zwiększenia wymiarów filtra, tłumika i układu dolotowego,
— konieczność wzmocnienia izolacji akustycznej,
— większa masa niż turbosprężarki o takiej samej wydajności.

Silnik z doładowaniem Comprex ma znacznie lepsze właściwości dynamiczne, co wynika między innymi z tego, że doładowarka jest napędzana mechanicznie od wału korbowego silnika, a więc czas reakcji na zmiany prędkości obrotowej musi być krótszy niż w przypadku turbosprężarki.

Uproszczony schemat doładowania Comprex przedstawiono na rys. 6.1. Doładowarka składa się z wirnika zamontowanego w obudowie o odpowiednio ukształtowanych oknach dolotowych i wylotowych. Wirnik *c* jest napędzany przekładnią pasową *d* od wału korbowego silnika z przełożeniem zwiększającym prędkość obrotową około $2,6 \div 3,6$ razy. Świeże powietrze *1* jest zasysane przez filtr z otoczenia i wpada na łopatki wirnika *c*, który obraca się w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów wału korbowego silnika (oznaczonym na rys. czarną cienką strzałką). Powietrze to jest sprężane w poszczególnych celach wirnika przez spaliny *3* wydostające się przez przewód wylotowy silnika *b*. Z kolei sprężone powietrze *2* dostaje się przez przewód dolotowy *e* i zawór dolotowy nad tłok *a*. Pozostała część powietrza, które występuje w nadmiarze, wydostaje się ze spalinami *4* przewodem *g* do atmosfery, dopalając pozostałości CO w spalinach i obniżając temperaturę wylotu. Wymiary geometryczne wirnika i okien są tak dobrane, by istniała poduszka powietrzna *p* (rys. 6.2), zabezpieczająca przed przedostaniem się spalin na stronę powietrzną. Na rysunku 6.2 przedstawiono granicę między cząsteczkami powietrza i spalin w doładowarce Comprex.

Dokładniej ruch cząsteczek i powietrza oraz procesy zachodzące w wirniku doładowarki pokazano na rysunku 6.3. Jest to bardziej szczegółowa wersja zjawisk zachodzących w doładowarce, przedstawionych na rys. 6.2. Spaliny wpadają pod zwiększonym ciśnieniem p_w ze stosunkowo małą prędkością przepływu między przegrody wirnika sprężarki (przy sprężu $\pi = 2,0$ liczba

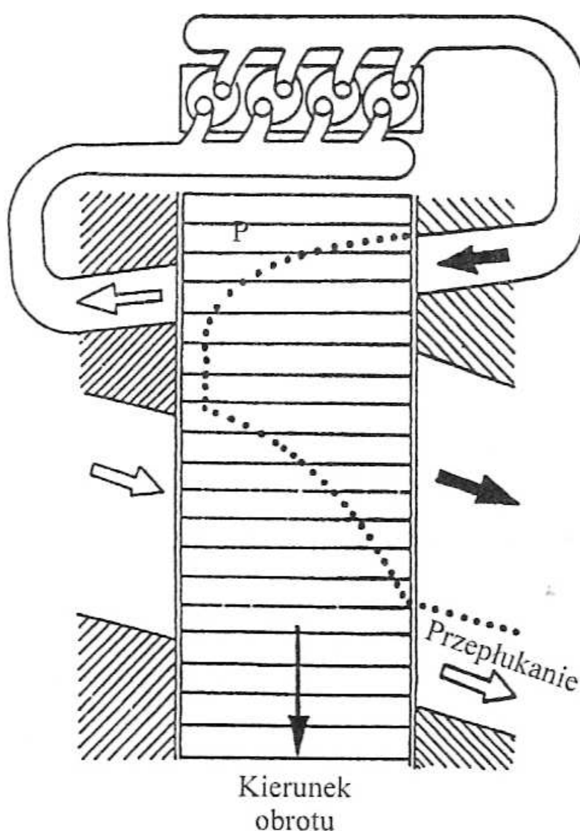
Macha Ma = 0,3). Przegrody są wypełnione świeżym powietrzem. Wypływające z silnika spaliny wypychają w przegrodach powietrze do przewodu dolotowego, sprężając je i przekazując mu energię. W chwili nadejścia fali ciśnienia przegroda musi być połączona z przewodem dolotowym. W podobny sposób każda przegroda musi być łączona kolejno z innymi kanałami dolotowymi i wylotowymi, zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 6.3. Po zamknięciu (przez obrót przegrody) kanału dolotowego spalin, w celu niedopuszczenia do zakłóceń w przepływie poprzez odbicie fali ciśnienia, z tego samego powodu następuje zamknięcie połączenia z kanałem ładowanego powietrza, przy czym jest ono opóźniane o czas przebiegu fali. Jeśli chwila otwarcia kanału wylotowego jest odpowiednio dobrana, rozprężone (niezupełnie) spaliny wydostają się z przegrody do kanału wylotowego, a wywołana ich wypływem fala podciśnienia pozwala na wlot (zasysanie) świeżego powietrza przez kanał dolotowy.



Rys. 6.1. Schemat działania systemu Comprex

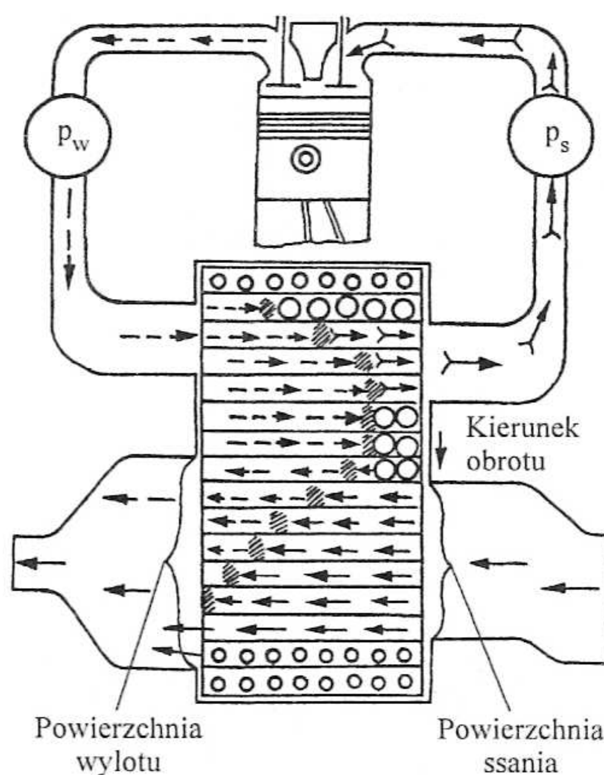
1 — powietrze zasysane o niskim ciśnieniu, *2* — powietrze sprężone, *3* — spaliny o wysokim ciśnieniu, *4* — spaliny rozprężone
a — tłok, *b* — przewód wylotowy silnika, *c* — wirnik sprężarki z celami, *d* — napęd wirnika od wału korbowego, *e* — przewód dolotowy silnika, *f* — przewód dolotowy sprężarki, *g* — przewód wylotowy sprężarki
strzałka jasna — powietrze, strzałka czarna — spaliny

W ten sposób proces może się zacząć od nowa, jeśli tylko przegroda jest całkowicie wypełniona powietrzem. Momenty otwarć kanałów, wyznaczone czasem rozchodzenia się fal i prędkościami przepływu w przegrodach, określają geometrię otworów. Na rysunku 6.3 przedstawiono dla określonego punktu pracy procesy zachodzące jednocześnie we wszystkich przegrodach. Aby uzyskać symetryczne obciążenie łożysk oraz zminimalizować odkształcenia wynikłe z naprężeń termicznych, jak również zredukować długość wirnika, każdy stator zawiera po dwa połączone ze sobą otwory niskiego i wysokiego ciśnienia. Dzięki temu każda przegroda realizuje w ciągu jednego obrotu wirnika dwa suwy pracy. Zmniejszenie długości wirnika jest wymagane również z tego względu, że jest on łożyskowany na części omywanej powietrzem, natomiast część omywana gorącymi spalinami jest swobodna. Tym różni się między innymi doładowarka Comprex od turbosprężarki. Zbyt duża długość wirnika powodowałaby powstanie nadmiernego momentu obciążającego wirnik, a tym samym zmniejszenie trwałości łożysk.



Rys. 6.2. Zasada działania układu Comprex

P — poduszka powietrzna, ······ granica między powietrzem a spalinami, strzałka jasna — powietrze, strzałka czarna — spaliny



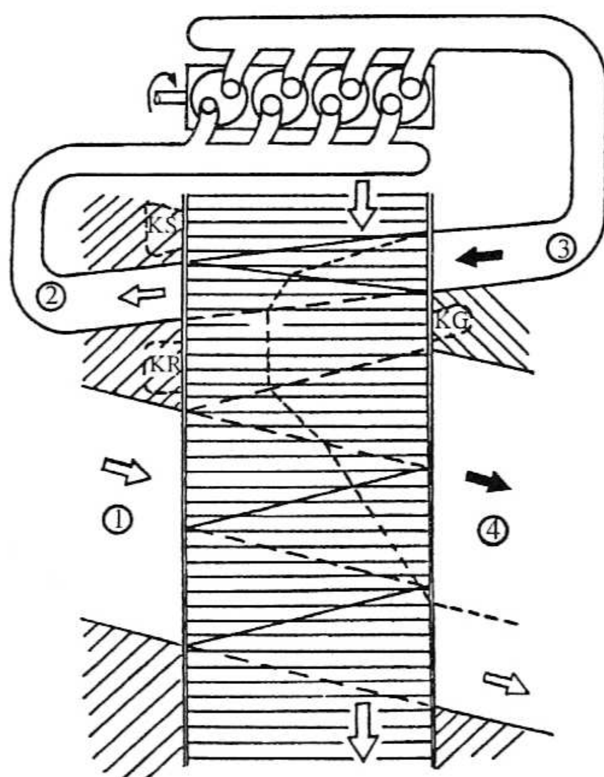
Rys. 6.3. Szczegółowy ruch cząsteczek powietrza i gazu w doładowaniu Comprex

////-strefa zmieszania, ₒₒₒₒ — świeże powietrze nieruchome, oooo — świeże powietrze nieruchome sprężone, >→ świeże powietrze ruchome sprężone, ← świeże powietrze zasysane i przepłukujące, – – –→ spaliny, A_w — powierzchnia wylotu, A_s — powierzchnia ssania, p_s — ciśnienie ssania, p_w — ciśnienie wylotu

Biorąc pod uwagę fakt, że opisane urządzenie działałoby skutecznie jedynie dla określonej prędkości obrotowej i odpowiadającej tej prędkości jednej wartości obciążenia silnika (równoznacznego z ilością wydalanych spalin), skomplikowano nieco doładowarkę Comprex wprowadzając tzw. kieszenie. Mają one za zadanie uelastycznić pracę doładowarki i przystosować ją do zmiennych prędkości obrotowych oraz obciążeń rzeczywiście występujących w silniku trakcyjnym. Schemat doładowarki Comprex z kieszeniami przedstawiono na rys. 6.4.

Praca doładowarki wg schematu przedstawionego na rys. 6.2 powoduje, że przy całkowitym obciążeniu silnika i małej prędkości obrotowej występują odchylenia od idealnego, rezonansowego procesu falowego. Powodują one zaburzenia we współpracy silnika z ładowarką. W przypadku niedostatecznego wydalenia gazów spalinowych z przegród w części niskociśnieniowej silnik będzie się dławił przy recyrkulacji spalin.

Zasada twardego odbicia fali od jednolitej ścianki występująca w doładowarce na rys. 6.2 powoduje duże zmiany prędkości przepływu w przegrodzie



Rys. 6.4. Schemat doładowarki Comprex z kieszeniami
KS — kieszeń sprężająca, KG — kieszeń gazowa, KR — kieszeń rozprężająca
1 — powietrze zasysane o niskim ciśnieniu, *2* — powietrze sprężone, *3* — spaliny o wysokim ciśnieniu, *4* — spaliny rozprężone; strzałka jasna — powietrze, strzałka czarna — spaliny

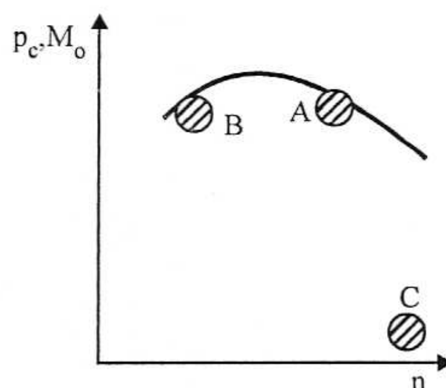
i powinno się jej unikać z racji skłonności do niejednolitego przepływu. W przypadku zastosowania kieszeni w ściance obudowy, medium jest dostarczane do tej kieszeni, powodując złagodzenie niekorzystnych zjawisk falowych. Na rysunku 6.4 pokazano trzy kieszenie (zaznaczone linią przerywaną):

— sprężającą KS, która zmniejsza odbicie fali powietrza wywołane pierwszym uderzeniem, zwłaszcza podczas małych prędkości obrotowych, powodując wstępne sprężenie powietrza,
— gazową KG, pomagającą w zachowaniu ciągłości wydalania gazów wylotowych,
— rozprężającą KR, pomagającą w wydalaniu gazów wylotowych w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych.

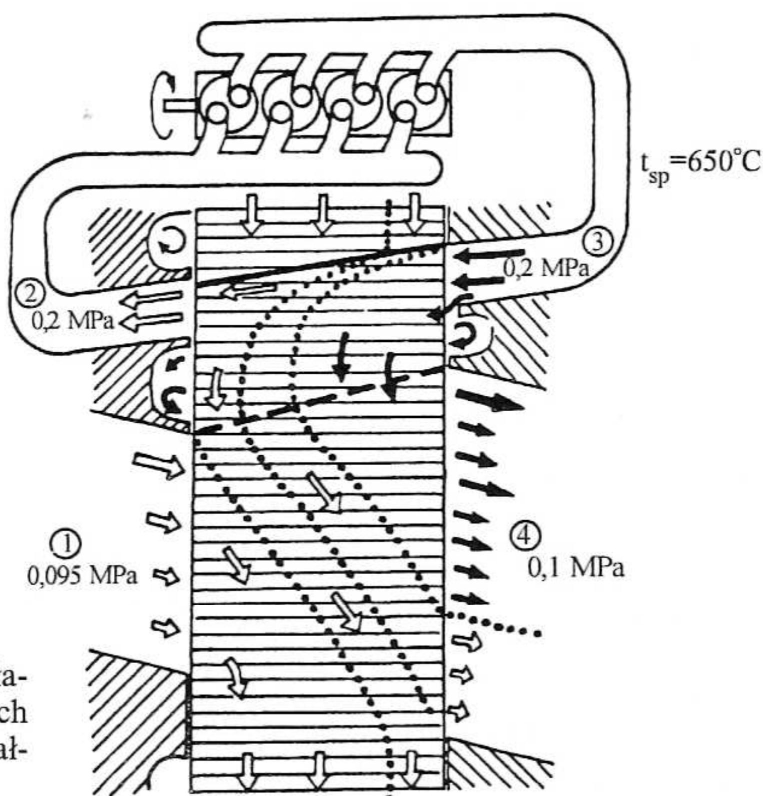
Sposób działania kieszeni w doładowarce Comprex omówiono biorąc pod uwagę trzy różne stany pracy silnika o zapłonie samoczynnym (rys. 6.5), które charakteryzuje obciążenie i prędkość obrotowa.

Stan pracy silnika odpowiadający średniej prędkości obrotowej i całkowitemu obciążeniu, określony na rys. 6.5 literą A, przedstawiono na tle doładowarki Comprex na rys. 6.6. W tym przypadku przebieg fal ciśnienia jest najbliższy idealnemu. Medium zawarte w kieszeniach jest niemal nieruchome dzięki stałemu ciśnieniu w przegrodzie podczas przemieszczania się kieszeni. W rezultacie zharmonizowany proces jest bliski jednostajnemu przepływowi we wszystkich kanałach (1, 2, 3 i 4 na rys. 6.1).

Gazy spalinowe napływające z kanału *3* wdzierają się między przegrody do połowy ich głębokości, a energia strumieni zewnętrznych przemieszcza się wzdłuż drogi, jaką przebywa powietrze. Pewna ilość powietrza przepływa z części



Rys. 6.5. Stany pracy silnika o zapłonie samoczynnym
A — średnia prędkość obrotowa, całkowite obciążenie, *B* — mała prędkość obrotowa, całkowite obciążenie, *C* — duża prędkość obrotowa, częściowe obciążenie

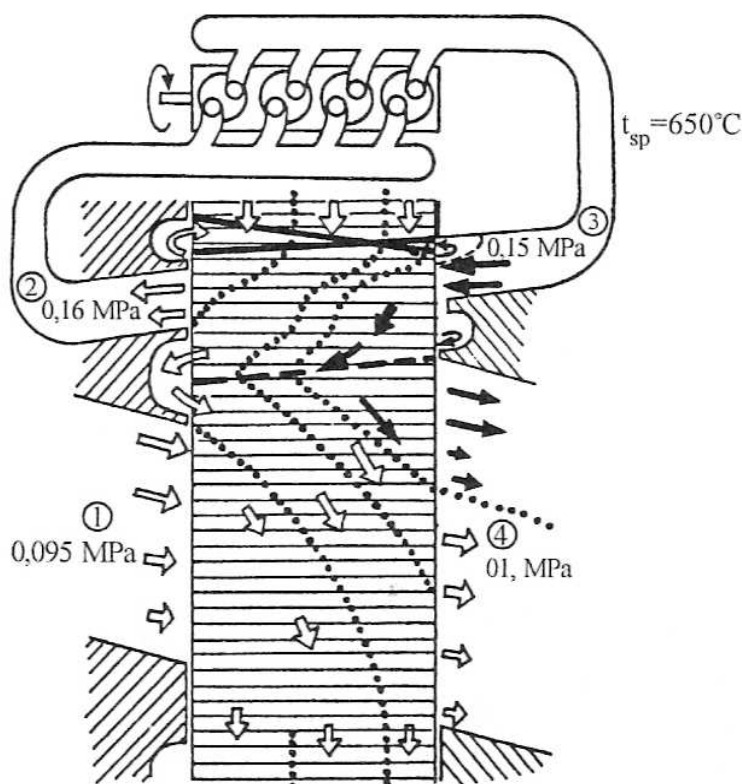


Rys. 6.6. Działanie systemu doładowania Comprex w warunkach średniej prędkości obrotowej i całkowitego obciążenia

wysokociśnieniowej urządzenia Comprex do kanału *4*, powodując jego przepłukanie i schłodzenie.

Przeciętnie ciśnienie doładowania wynosi około 0,2 MPa.

Przypadek oznaczony na rys. 6.5 literą B, odpowiadający małej prędkości obrotowej i całkowitemu obciążeniu, przedstawiono na rys. 6.7. Różni się on od poprzedniego tym, że zredukowana jest prędkość obrotowa, co powoduje wolny ruch wirnika i małe natężenie przepływu. W związku z tym uderzenie fali, wywołane powolnym ruchem wirnika, biegnie „płasko". Pierwsze uderzenie przybywa na stronę powietrzną dużo wcześniej, nim zostanie otwarty kanał *2*. Dzięki kieszeni sprężającej KS, odbicie nie jest twarde, sprężone powietrze zaczyna wypełniać kieszeń sprężającą. To gwałtowne wpłynięcie powietrza tworzy ciśnienie 0,13 MPa, a siła działania tego powietrza jest skierowana do wnętrza przegród, które zawierają świeże, atmosferyczne powietrze. W ten sposób świeże powietrze jest wstępnie sprężane po stronie powietrznej jeszcze przed działaniem gazu wylotowego z kanału *3*. Fala powstająca od wstępnego

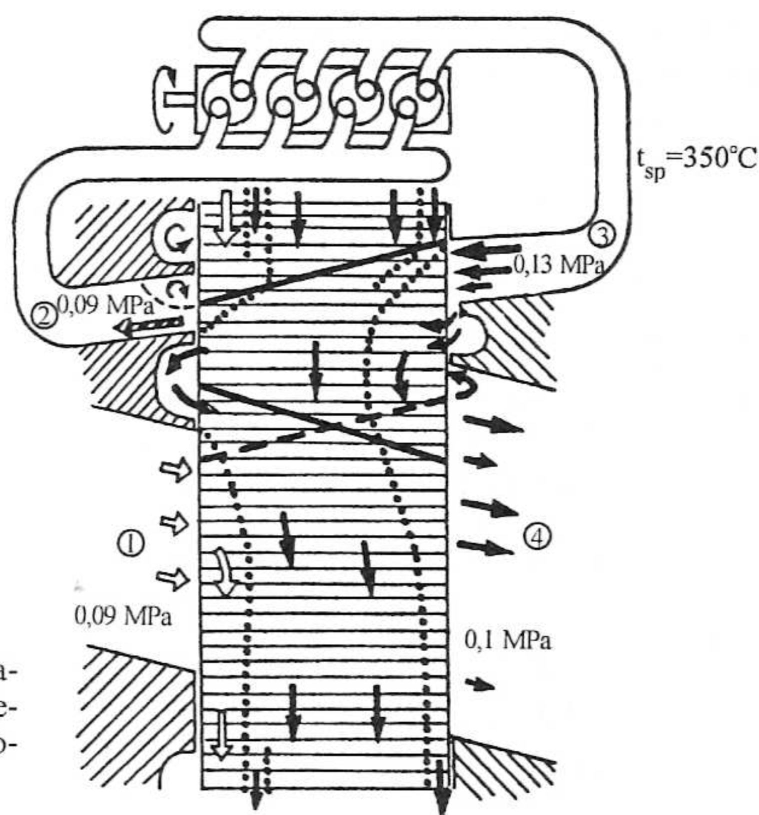


Rys. 6.7. Działanie układu doładowania Comprex z udziałem kieszeni dla małej prędkości obrotowej i całkowitego obciążenia

sprężania, pokazana na rys. 6.7 linią ciągłą, rozpoczynającą się od KS, przecina pierwsze uderzenie mniej więcej w środku przegrody.

Na początku na powietrze działa wysokie ciśnienie gazu, który wypływa z kanału *3*. Zaraz potem wstępnie sprężona fala przechodzi etap dalszego podwyższania ciśnienia i następuje jej zatrzymanie lub równomierne odwracanie przepływu (wypływ i tworzenie strefy regulacyjnej w kanale *3*). Maksymalna prędkość przepływu wciska gaz do przegrody. Proces ten rozpoczyna się w środku kanału, gdzie następuje odbicie pierwszej fali przybyłej od strony gazowej. W kanale powietrza *2* prędkość przepływu nie jest jednolita. Fala rozprężania części niskociśnieniowej biegnie od krawędzi kanału *4* do środka kieszeni rozprężnej KS (linia przerywana w poprzek wirnika). W ten sposób kieszeń przeszkadza przedostawaniu się gazu do przestrzeni powietrznej, przy czym przebiega to zupełnie inaczej niż przy „twardym odbiciu".

W przypadku C z rys. 6.5, gdy mamy do czynienia z częściowym obciążeniem i dużą prędkością obrotową, natężenie przepływu powietrza w kanale *2* jest duże, co wiąże się z dużą prędkością obrotową silnika i wirnika doładowarki Comprex. W związku z dużym współczynnikiem nadmiaru powietrza, natężenie przepływu spalin w części wysokiego ciśnienia *3* oraz niskiego ciśnienia *4* jest nieduże (rys. 6.8). Pierwsze uderzenie fali ciśnienia jest słabe i występuje w środku powietrznej strony w kanale *2*, co jest typowe dla dużej prędkości obrotowej wirnika. Przez cały czas występuje duża prędkość przepływu w obudowie sprężarki przy dużej prędkości przepływu sprężonego powietrza i niskim jego ciśnieniu w kanale *2*. Część medium jest sprężana przez energię pierwszej fali zawartej w kieszeni rozprężnej KS. Przepływ medium w kieszeni rozprężnej KS jest podtrzymywany jej kształtem oraz ciśnieniem gazów wywieranym przez kieszeń gazową KG. Małe



Rys. 6.8. Działanie układu doładowania Comprex z udziałem kieszeni dla dużej prędkości obrotowej i częściowego obciążenia

ciśnienie spalin jest wystarczające, żeby wypłynęły one po otwarciu kanału *4*. Gdy prędkość przepływu maleje, wypływ z dolnej części kanału *4* jest niewielki i część spalin pozostaje w wirniku do następnego cyklu. W rezultacie wirnik w dużej mierze jest wypełniony spalinami. Powietrze doładowujące, skierowane do kanału *1*, na początku cyklu tylko w małych ilościach zajmuje przegrody wirnika. Granica styku powietrza i gazu jest zamknięta na stronie powietrznej, dlatego całe świeże powietrze jest wpychane do kanału *2* przez pierwsze uderzenie fali. Pewna ilość spalin jest przenoszona z poprzedniego cyklu i podąża za powietrzem. W ten sposób występuje recyrkulacja spalin.

Intensywność recyrkulacji spalin w każdym punkcie pracy silnika musi być odpowiednio dobrana, tak aby neutralizowała udział tlenków azotu w gazach wylotowych, nie zmniejszając napełnienia silnika świeżym ładunkiem.

6.2. Teoretyczne podstawy przepływu z uwzględnieniem zjawisk falowych

W przepływach pozbawionych tarcia, odbywających się bez wymiany energii na skutek przejmowania oraz przewodzenia ciepła, zachodzą izentropowe zmiany stanu. Posługując się równaniem stanu gazu $p = \varrho RT$ oraz przy prędkości dźwięku otrzymuje się następujące zależności między wielkościami stanu:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\varrho}} \qquad \frac{p}{p_0} = \left(\frac{a}{a_0}\right)^{\frac{2\varkappa}{\varkappa-1}} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} = \left(\frac{\varrho}{\varrho_0}\right)^{\varkappa} \tag{6.1}$$

Stosując schemat zaburzeń przepływu przedstawiony na rys. 6.9 na podstawie prawa zachowania energii i masy można wyprowadzić dwa równania dla przepływu nieustalonego:

$$\frac{d\kappa}{dt} = w \pm a \tag{6.2}$$

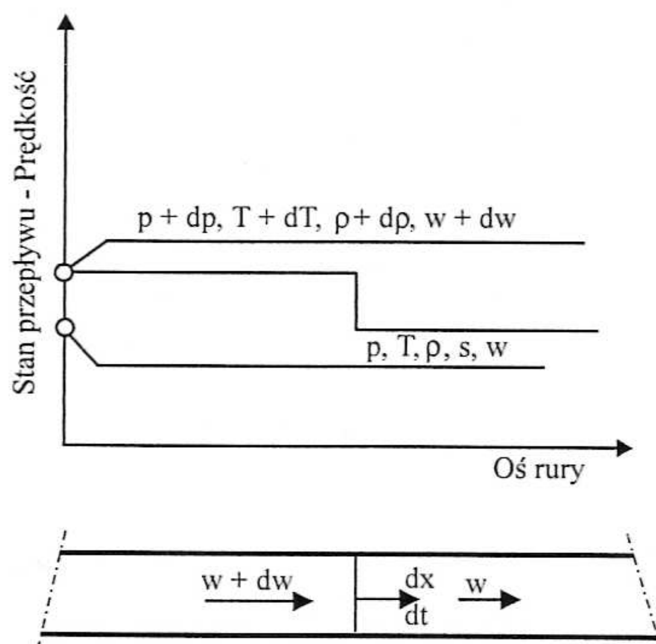
$$dw = \pm \frac{2}{\kappa - 1} da \tag{6.3}$$

Według równania (6.2) zaburzenia w przepływie rozchodzą się z prędkością równą sumie prędkości przepływu i prędkości rozchodzenia się dźwięku w danym czynniku będącym w stanie niezaburzonym. Z równania (6.3) wynika liniowa zależność między prędkością przepływu a prędkością dźwięku, mająca postać:

$$w \pm \frac{2}{\kappa - 1} a = w_0 \pm \frac{2}{\kappa - 1} a_0 \tag{6.4}$$

gdzie:

w — prędkość przepływu,
p — ciśnienie,
ϱ — gęstość,
T — temperatura,
a — prędkość dźwięku,
s — entropia,
R — stała gazowa,
κ — wykładnik izentropowy.



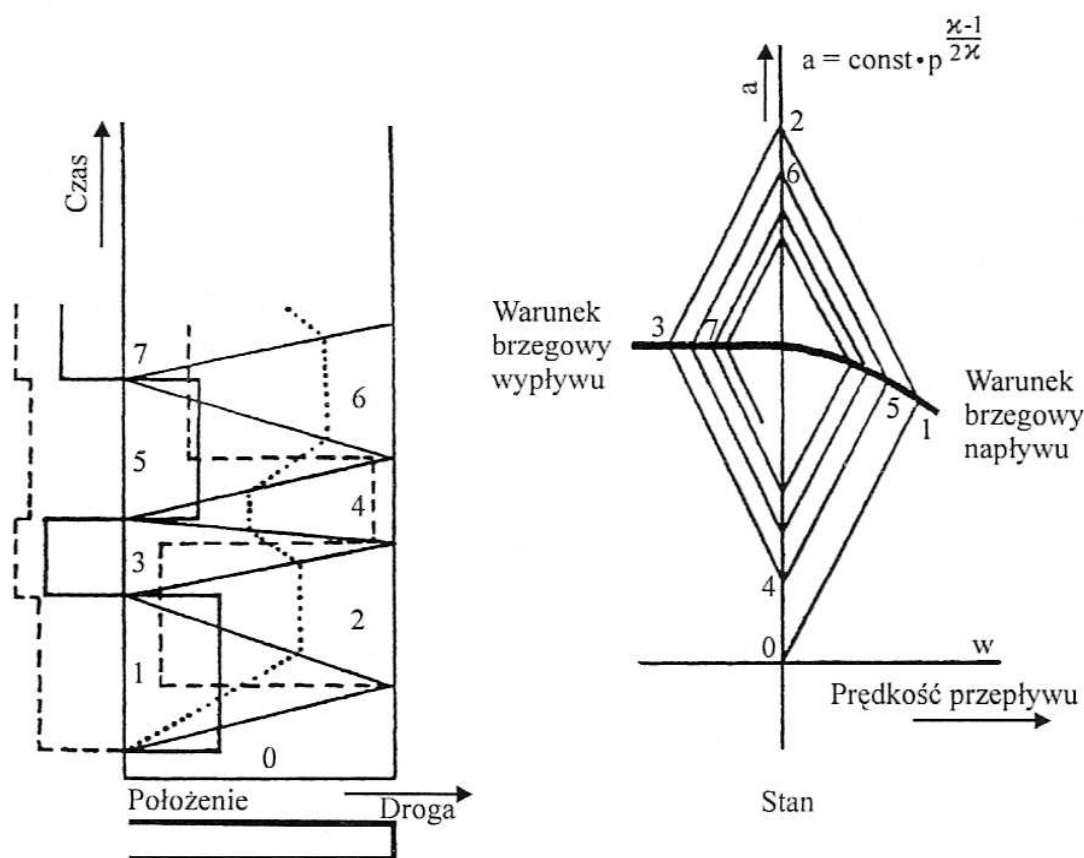
Rys. 6.9. Fale ciśnienia w rurze

Znak dodatni odnosi się do fal ciśnienia rozchodzących się w prawo, a znak ujemny — do fal ciśnienia rozchodzących się w lewo. Wyrażenie (6.4) bywa też nazywane „równaniem nierozdzielności". Zaburzenia o większych amplitudach można sobie wyobrazić jako złożone z nieskończonej ilości małych zaburzeń,

przy czym każde z nich przebiega poprzez zaburzenie poprzednie z panującą tam prędkością dźwięku. Równania (6.2) i (6.3) umożliwiają w płaszczyźnie współrzędnych droga-czas (tzw. wykres położenia) konstruowanie linii rozchodzenia się zaburzeń, zwanych też liniami Macha, przy czym zmiany stanu i przepływu *da* oraz *dw* dają się określić w płaszczyźnie *w-a* (tzw. wykres stanów) wzdłuż linii prostych o współczynniku kierunkowym $\pm\frac{2}{\kappa - 1}$, zwanych też charakterystykami. Stosowana w ten sposób metoda poglądowego przedstawiania przepływu nieustalonego jest powszechnie znana jako metoda charakterystyk.

Fale ciśnienia w rurze

Aby móc badać procesy rozchodzenia się fal ciśnienia w rurze metodą charakterystyk, trzeba znać tzw. warunki brzegowe przepływu na krawędzi rury. Te warunki brzegowe są zależnościami zachodzącymi pomiędzy stanem a prędkością, wymuszonymi przepływem z zewnątrz. Ważne są tu przede wszystkim trzy warunki brzegowe (rys. 6.10) przedstawione niżej:



Rys. 6.10. Napełnienie rury
—— linie Macha, ... droga cząsteczki, —— prędkość, - - - - - ciśnienie (opis w tekście)
Cyfry od 1 do 7 oznaczają kolejne przebiegi fali

1. Koniec rury jest zamknięty, nie ma żadnego przepływu. W płaszczyźnie *w-a* stan ten jest określony za pomocą rzędnej $w = 0$.

2. Koniec rury jest otwarty, wpływ do przegrody odbywa się przy stałym ciśnieniu. Ciśnienie statyczne panujące w przekroju poprzecznym końca rury przy każdej prędkości wypływu przyjmuje wartość ciśnienia panującego w tej przegrodzie. W płaszczyźnie *w-a* przedstawia to prosta a = constans:

$$a = \text{const}\, p\frac{\kappa - 1}{2\kappa}$$

3. Otwarty koniec rury, wlot odbywa się z objętości o stałym ciśnieniu. Przy wlocie (przepływie) wolnym od strat otrzymuje się dla przepływu w rurze

$$w^2 + \frac{2}{\kappa - 1}a^2 = \text{const} \qquad \text{(równanie energii)}$$

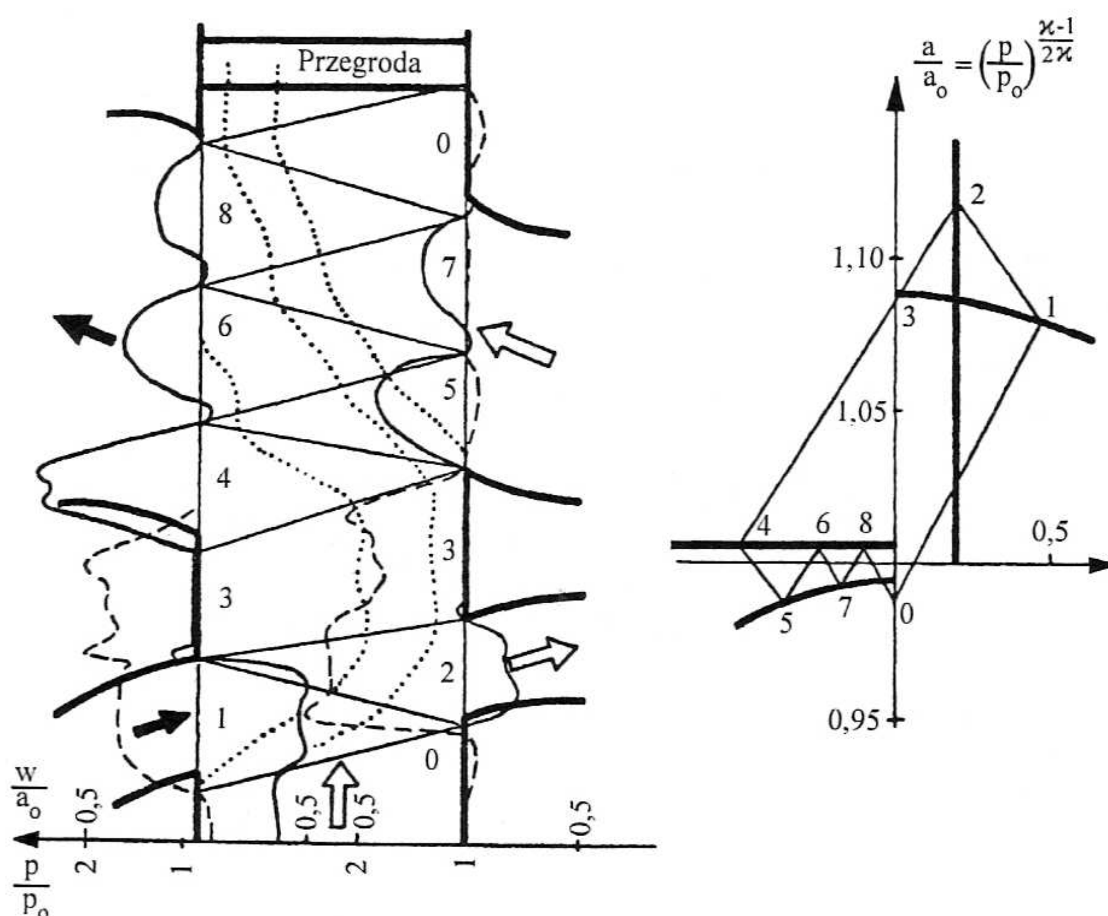
w płaszczyźnie *w-a*, przedstawionej w postaci elipsy z punktem wierzchołkowym na rzędnej maksymalnego ciśnienia panującego w przegrodzie. Dokonując okresowych zmian warunków brzegowych można wywoływać okresowe zmiany ciśnienia i wykorzystać je w stałym procesie pracy. Traktując wirnik doładowarki jako zespół wielu rur (poszczególne przegrody) można na podstawie rozważań teoretycznych zrealizować doładowanie typu Comprex.

Teoretyczny opis działania doładowarki Comprex z kieszeniami

Na rysunku 6.10 przedstawiono napełnienie rury powietrzem na dwóch schematach, tj. położenia i stanu, z uwzględnieniem warunków brzegowych, natomiast na rys. 6.11 — schemat pracy doładowarki gazodynamicznej bez kieszeni, pracującej przy znamionowej prędkości obrotowej oraz przepływie bez strat na wykresie stanu i położenia. Zakładając idealny, zharmonizowany przebieg fali ciśnienia należy poczynić następujące założenia:
— krążenie cząsteczek gazu i powietrza w przegrodach zachodzi bez tarcia, adiabatycznie i jednowymiarowo,
— w każdej chwili prędkość wirnika i miejsce oraz szerokość przegrody zgadzają się z prędkością fali, która przebiega w ten sposób, aby uniknąć zjawiska niepożądanego przepływu.

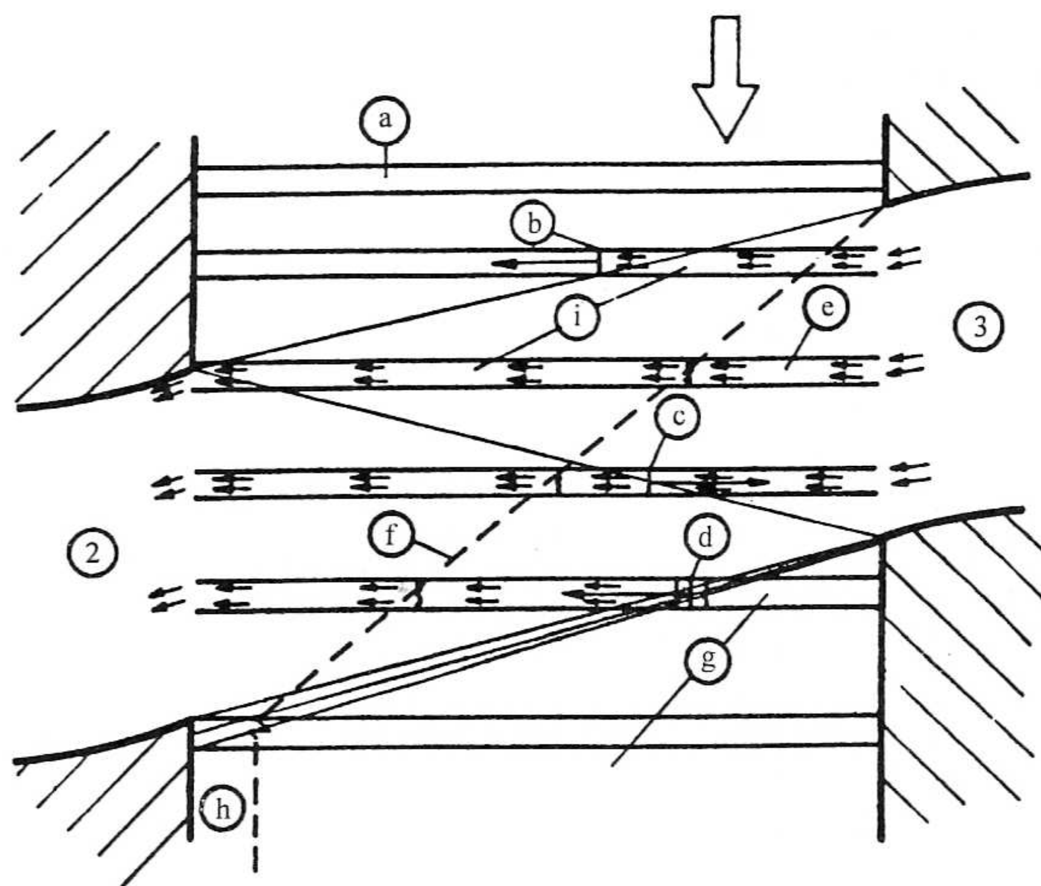
W rzeczywistości natychmiastowe otwarcie lub zamknięcie przegrody jest możliwe, gdyż ma ona określoną szerokość. Dlatego fala ciśnienia nie działa w sposób gwałtowny, jak to się zakłada w idealizowanym przepływie, i występuje zaburzenie na granicy powietrze-spaliny.

Na rysunku 6.12 pokazano przegrodę w wybranej pozycji, gdy trafiają do niej spaliny z kanału *3* (oznaczenia jak na rys. 6.1). Spaliny wciskają się do przegrody. Wypychane powietrze jest hamowane przez naciskającą masę powietrza znajdującą się w wirniku. Powoduje to duży (dwukrotny) wzrost ciśnienia powietrza, od 0,1 MPa do 0,2 MPa, powstający w wyniku uderzenia fali przebiegającej przez przegrodę z prędkością większą od prędkości dźwięku. Z tyłu fali powietrze przyjmuje takie samo ciśnienie i taką samą prędkość jak spaliny w przegrodzie. Proces sprężania jest zakończony, gdy pierwsza fala uderzeniowa dociera do lewego końca przegrody (trzecia przegroda od góry na rys. 6.12). W tym czasie



Rys. 6.11. Schemat pracy doładowarki gazodynamicznej bez kieszeni, prędkość obrotowa znamionowa, przepływ bez strat; oznaczenia linii jak na rys. 6.10 (opis w tekście)

ciśnienie i przepływ w przegrodzie są jednolite. W celu utrzymania przepływu sprężonego powietrza koniec lewej strony przegrody zostaje otwarty przez docierające do niego główne uderzenie fali (pierwsza fala uderzeniowa). Sprężone powietrze jest wypychane do kanału wlotowego *2*, skąd dopływa do silnika. Jeśli zdarzy się, że ciśnienie w punktach *2* i *3* będzie jednakowe, wypływ z przegrody nastąpi w wyniku działania pierwszej fali uderzeniowej. Wielkość okna wylotowego powinna być taka, by wytworzone ciśnienie w punkcie *2* było wyższe niż w punkcie *3* (0,20 MPa w punkcie *2* i 0,19 MPa w punkcie *3*). Dodatkowo powietrze jest przetłaczane przez przegrodę z wykorzystaniem drugiej fali uderzeniowej i przez falę podciśnienia (rozprężania). Druga fala uderzeniowa, jak widać z rysunku, przemieszcza się w kierunku przeciwnym do skutku jej działania. Prędkość wirnika i długość przegrody powinny być tak dobrane, by granica powietrze-spaliny przebiegała przez środek przegrody (jak na rys. 6.12). Czas potrzebny do przemieszczenia wirnika od jednej pozycji do drugiej wynosi około 15 μs. Po przejściu przegrody za dolną krawędź okna wlotowego spalin przepływ jest utrzymywany na skutek bezwładności medium. Przepływające w lewo cząsteczki spalin wywołują falę podciśnienia przemieszczającą się z prędkością równą prędkości dźwięku. W momencie osiągnięcia przez tę falę granicy powietrze-spaliny przepływ ustaje, strona powietrzna jest zamknięta ścianką. Spaliny znajdujące się w przegrodzie są rozprężone do

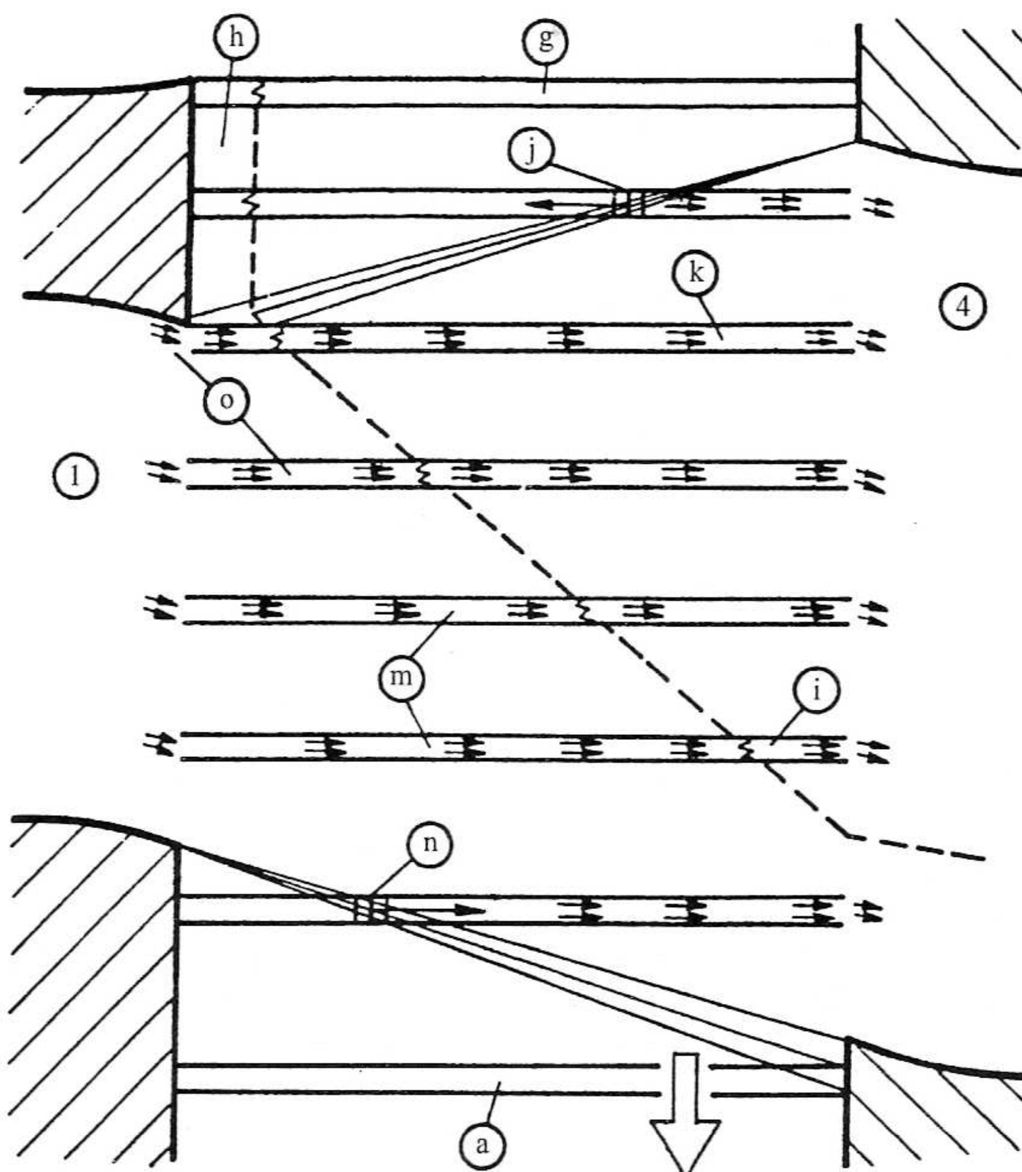


Rys. 6.12. Ruch cząsteczek powietrza i gazu w przegrodzie (położenie górne — część wysokociśnieniowa cyklu idealnego)
Kierunek obrotów wirnika oznaczono strzałką białą; *2* — wylot sprężonego powietrza p_2 = 0,2 MPa, *3* — wlot spalin o wysokim ciśnieniu p_3 = 0,19 MPa, *a* — świeże powietrze o ciśnieniu p_0 = 0,1 MPa, *b* — pierwsza fala uderzeniowa, *c* — druga fala uderzeniowa, *d* — fala podciśnienia, *e* — zamiana energii spalin na sprężanie powietrza, *f* — granica między spalinami i powietrzem, *g* — spaliny rozprężone do ciśnienia p_g = 0,13 MPa, *h* — poduszka powietrzna, *i* — sprężone powietrze

ciśnienia około 0,13 MPa. Od strony powietrznej istnieje poduszka powietrzna, która zapobiega dotarciu rozgrzanych spalin do wylotu powietrza lub kontaktowi z obudową powietrzną.

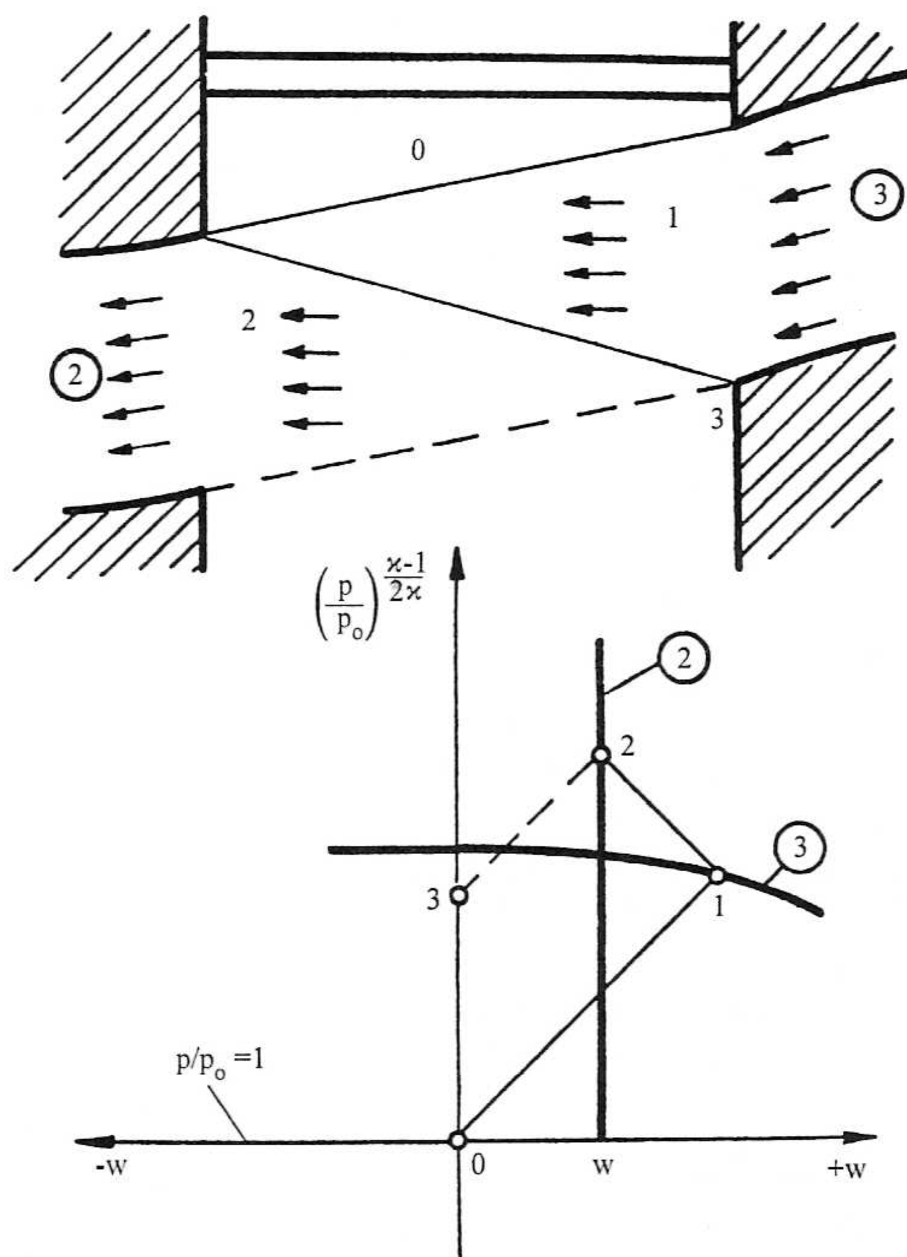
Opis ten dotyczył wysokociśnieniowej części cyklu, która ma za zadanie sprężenie powietrza i dostarczenie go do silnika. Następnie występuje niskociśnieniowa część cyklu (rys. 6.13), której zadaniem jest usunięcie spalin oraz ochłodzenie ścian przegród świeżym powietrzem. Pierwsza przegroda na tym rysunku odpowiada końcowi części wysokociśnieniowej. Następna przegroda spotyka się z kanałem wylotu spalin *4*, gdzie ciśnienie wynosi 0,1 MPa. Rozpoczyna się działanie fali podciśnienia, która przemieszcza się w kierunku przeciwnym do skutku jej działania. Ponieważ ciśnienie w przegrodzie wynosi 0,13 MPa, spaliny — rozprężając się do ciśnienia 0,1 MPa — wypływają przez kanał *4*. Bezwładność słupa medium przemieszczającego się w przegrodach od lewej do prawej powoduje zasysanie świeżego powietrza, które też wytłacza spaliny. Kończy zasysanie powietrza z kanału *1* fala podciśnienia, która przemieszcza się od lewej do prawej po zamknięciu okna i w ten sposób cykl jest zamknięty.

Nieustalony stan dynamiki gazu w odniesieniu do różnych systemów silnika wysokoprężnego w przypadku doładowania typu Comprex przedstawiono na rys. 6.14. Proces przedstawiony na rysunku dotyczy warunków dobrego zharmonizowania fal ciśnienia. Na wykresie stanu dynamikę cząsteczki medium określają punkty 0, 1, 2, 3 we współrzędnych prędkość przepływu w i ciśnienie p, które jest opisane wyrażeniem $\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}$, gdzie κ jest wykładnikiem izentropy, a p_0 jest wartością ciśnienia otoczenia, którego pole jest równe zero. Każdy zakres pola przepływu charakteryzuje przepływ jednorodny, mający odpowiednik w postaci punktu na wykresie. Jeśli część medium z komórki jest przenoszona przez ciśnienie fali, ciśnienie to zmieni się z p na p', a prędkość



Rys. 6.13. Przepływ medium w części niskociśnieniowej

1 — dolot świeżego powietrza, p_1 = 0,1 MPa, *4* — wylot spalin, p_4 = 0,1 MPa, *j* — fala podciśnienia, sygnał początku wylotu, *k* — uchodzący rozprężony gaz, *l* — ostatnia część uchodzącego gazu, *m* — powietrze chłodzące i przepłukujące przegrody, *n* — fala podciśnienia, koniec napływu powietrza, *o* — dolot świeżego powietrza, pozostałe oznaczenia jak na rys. 6.12

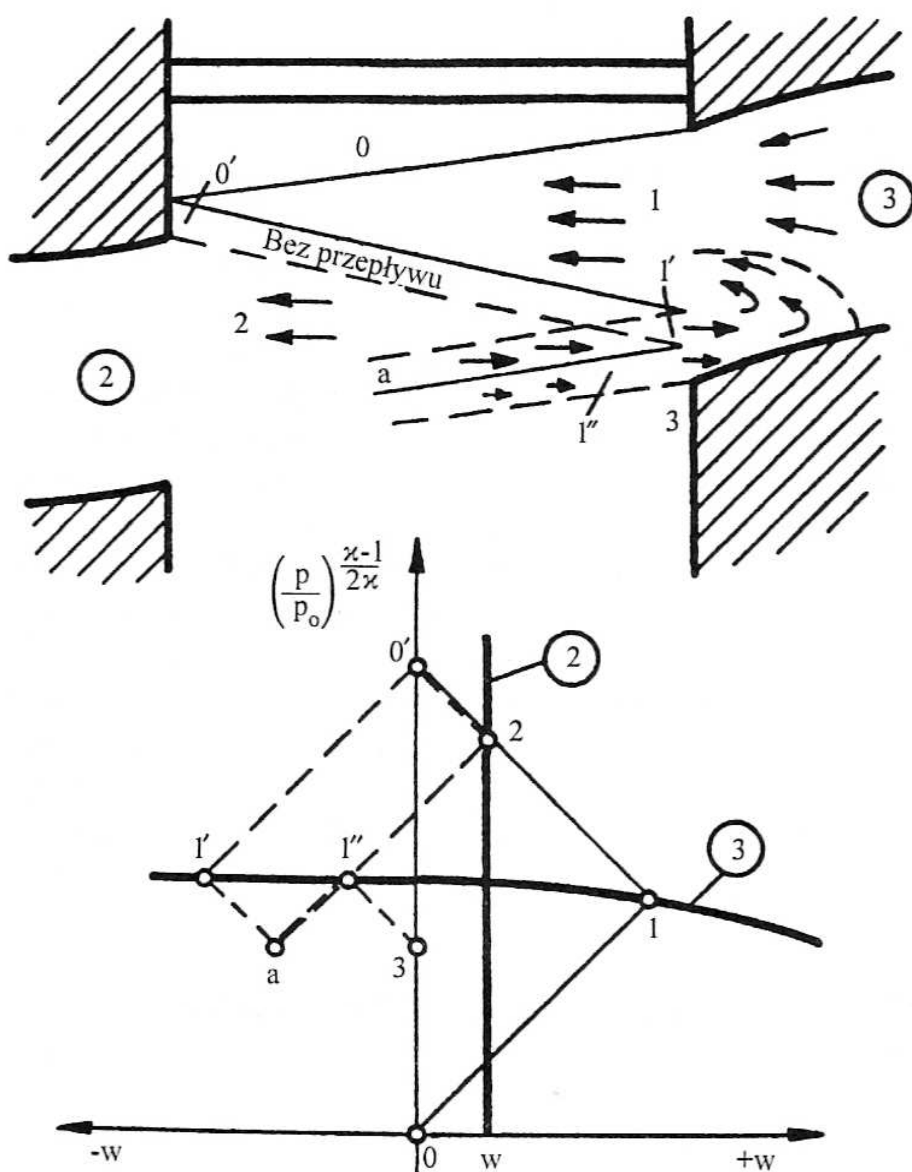


Rys. 6.14. Przepływ medium w części wysokociśnieniowej (opis w tekście)

z w na w'. Dla sprężarki Comprex wartości p i w zawsze zmieniają się wzdłuż linii prostych, które są równoległe do siebie bez względu na położenie punktów p i w, skąd startują. Pomija się różnice w pochyleniu pomiędzy obudową powietrzną i gazową. Mamy dwie rodziny linii, które są nachylone kolejno w stronę prawą i lewą pod kątem 45° od osi współrzędnych.

W kanale dolotowym *2* doładowanego powietrza silnik wymaga niezawodnego, szybkiego przepływu, uwarunkowanego wielkością i prędkością obrotową silnika, a nie ciśnieniem tego powietrza. Pionowa linia *2* na wykresie stanu jest nazywana „granicą warunkową". Przegroda przedstawiona na rys. 6.14 ma bardzo małe wymiary. Biorąc pod uwagę prędkość propagacji fali (tj. nachylenie trajektorii fali na górnym rysunku), można obliczeniowo określić parametry dynamiki gazów. Przegroda, która zbliża się do kanału *3*, zawiera nieruchome powietrze ($w = 0$) przy ciśnieniu $p = p_0$. Jest to punkt 0 na wykresie stanu.

Powietrze jest poddane uderzeniu przez spaliny pod wysokim ciśnieniem, napływające przez kanał *3*. Jest to uderzenie pierwszej fali uderzeniowej (*b*, rys. 6.12), powodujące przemieszczenie granicy między spalinami a powietrzem w lewą stronę. Stan powietrza w przegrodzie zmienia się pod wpływem uderzenia do stanu, który znajduje się na warunkowej granicy *3* (linia *0-1* na wykresie stanu). Gdy pierwsze uderzenie osiąga koniec przegrody od strony powietrznej, wylot powietrza *2* jest dokładnie oczyszczony. Prędkość przepływu w przegrodzie samoczynnie dostosowuje się do określonej wartości w_2. Przy właściwej wielkości kanału *2* prędkość w_2 jest mniejsza niż prędkość dopływu spalin opisana w stanie *1*. W nowym stanie *2* panuje większe ciśnienie niż w kanale *3*. Następna, tj. druga, fala uderzeniowa rozpoczyna przemieszczanie granicy w stronę gazową, a gdy ją osiąga, zamyka kanał *3*. Prędkość przepływu zostaje nagle sprowadzona do zera. W nowym stanie *3* panuje $w = 0$. Jeśli ten stan jest przenoszony do środka przegrody, całe medium osiąga



Rys. 6.15. Przepływ medium w części wysokociśnieniowej przy całkowitym obciążeniu silnika i zmniejszonej prędkości obrotowej

ciśnienie niższe niż w kanale *2* i w ten sposób kończy się cykl części wysokiego ciśnienia.

W przypadku zmniejszania prędkości obrotowej i całkowitego obciążenia silnika, a tym samym maksymalnego wydatku gazów spalinowych, występuje sytuacja przedstawiona na rysunku 6.15.

Na wykresie stanu widać dwa przejścia przez granicę warunkową. Pierwsza wartość w_2 jest teraz mniejsza, ponieważ ciśnienie ssania jest niższe. Pierwsza fala uderzeniowa działa jak poprzednio (od punktu *0* do *1* na wykresie stanu). Szybkość rozchodzenia się fali nie zmienia się o taką wartość, jak prędkość wirnika, dlatego też uderzenie osiąga stronę powietrzną przed odsłonięciem kanału *2*. Przepływ w przegrodzie jest gwałtownie zatrzymany (punkt *0'* na wykresie stanu), powodując widoczny wzrost ciśnienia. Po krótkiej chwili kanał *2* zostaje odsłonięty i w przegrodzie zostaje narzucona prędkość przepływu w_2 (stan *2*), ciśnienie jest niższe niż w punkcie *0'* — działa fala podciśnienia. Zmiany fali od stanu *1* do *0'* przemieszczają się w stronę gazową (a więc przeciwną niż trzeba), hamując przepływ w przegrodzie i wytwarzając w niej ciśnienie niższe niż w kanale *3*. W chwili *0'* strefa podciśnienia rozszerza się do końca przegrody i medium przepływa ku niższemu ciśnieniu istniejącemu w kanale gazowym *3*. Przejście na wykresie stanu od *0'* do *1'* jest falą podciśnienia, która zaczyna swój bieg ku stronie powietrznej. Równocześnie powietrze w stanie *2* przemieszcza się przez przegrodę od strony powietrznej i dwie fale podciśnienia spotykają się (punkt *a* na wykresie stanu). Kiedy fala *1'* osiągnie kanał gazowy *3*, zakres niskiego ciśnienia wchodzi w kontakt z wysokim ciśnieniem, w kanale *3* następuje skok stanu do *1''*. W *1''* przepływ w przegrodzie przebiega również bezpośrednio ku kanałowi gazowemu, mimo że prędkość jest zredukowana. Ta sytuacja trwa aż do osiągnięcia kanału *3*, który jest zamknięty, zatrzymując przepływ w przegrodzie (następna fala podciśnienia rozpoczyna się od stanu *3*). Jak więc widać, nieznaczne odchylenie od idealnego modelu fali uderzeniowej może spowodować serię szybkich zmian w całkowitym przepływie pól znajdujących się w doładowarce Comprex. Z górnej części rysunku 6.15 wynika, że przegrody nie mogą przyjąć gazu podczas całego czasu otwarcia kanału *3* i w ostatniej jego fazie występuje recyrkulacja medium zaznaczona strzałkami. To właśnie stało się powodem stosowania kieszeni, które zapobiegają zakłóceniom w przepływie medium przy zmiennych prędkościach obrotowych i obciążeniach silnika.

6.3. Dobór doładowarki Comprex do tłokowego silnika spalinowego

Doładowanie Comprex (gazodynamiczne) mimo dużej dojrzałości technicznej nie znajduje na razie szerszego zastosowania. Jest to spowodowane z jednej strony konserwatyzmem konstruktorów, a z drugiej wyczekiwaniem właścicieli patentu na wykorzystanie do końca możliwości turbodoładowania, by wejść na

rynek z nowym sposobem doładowania silników. Doładowanie to ma wiele zalet, jak: możliwość sterowania przebiegiem krzywej momentu obrotowego, lepsze właściwości dynamiczne silnika w porównaniu z turbodoładowaniem, mniejsza toksyczność spalin (szczególnie NO_x) dzięki recyrkulacji spalin [23, 35, 50].

Aby być przygotowanym na wejście na rynek krajowy tego typu doładowania, opracowano metodę doboru doładowarki Comprex do typowego silnika spalinowego eksploatowanego w kraju, wykorzystując znajomość takich parametrów, jak:
— objętość skokowa silnika,
— prędkość obrotowa silnika,
— współczynnik napełnienia,
— stosunek gęstości sprężonego powietrza do gęstości powietrza zasysanego z uwzględnieniem chłodzenia sprężanego powietrza,
— przełożenie napędu sprężarki.

Program doboru doładowarki za pomocą komputera opracowano przyjmując następujące założenia:
— ilość kanałów w wirniku jest nieskończona, co pozwala rozważać jednowymiarowy przepływ czynnika,
— grubość ścianek kanałów jest pomijalnie mała,
— tarcie, wymiana ciepła i siły zewnętrzne są pomijalnie małe,
— między obudową a wirnikiem nie występują nieszczelności,
— ciśnienie w przewodzie wylotowym silnika jest większe niż ciśnienie w przewodzie dolotowym.

Dobór doładowarki Comprex jest ograniczony wieloma czynnikami wynikającymi z procesów zachodzących między spalinami i powietrzem w tym urządzeniu. Na rysunku 6.16 pokazano ograniczenia dla sprężarki o wydatku nominalnym od 0,02 m³/s do 0,08 m³/s. Od góry możliwości doładowarki są ograniczone jej wydatkiem (przepustowością), z prawej strony wydatek ogranicza maksymalna prędkość obrotowa wirnika, wynikająca z wytrzymałości łopatek (nieprzekraczanie prędkości wirnika zapewniającej mu wymaganą trwałość). Od dołu pole wydatków jest ograniczone minimalnym względnym wydatkiem doładowarki (przepustowością) i linia ta odpowiada stałej wartości η_V.

Wydatek względny doładowarki Comprex określa się z zależności:

$$V_w \approx V_{ss} \eta_V \Gamma_K \frac{1}{i}$$

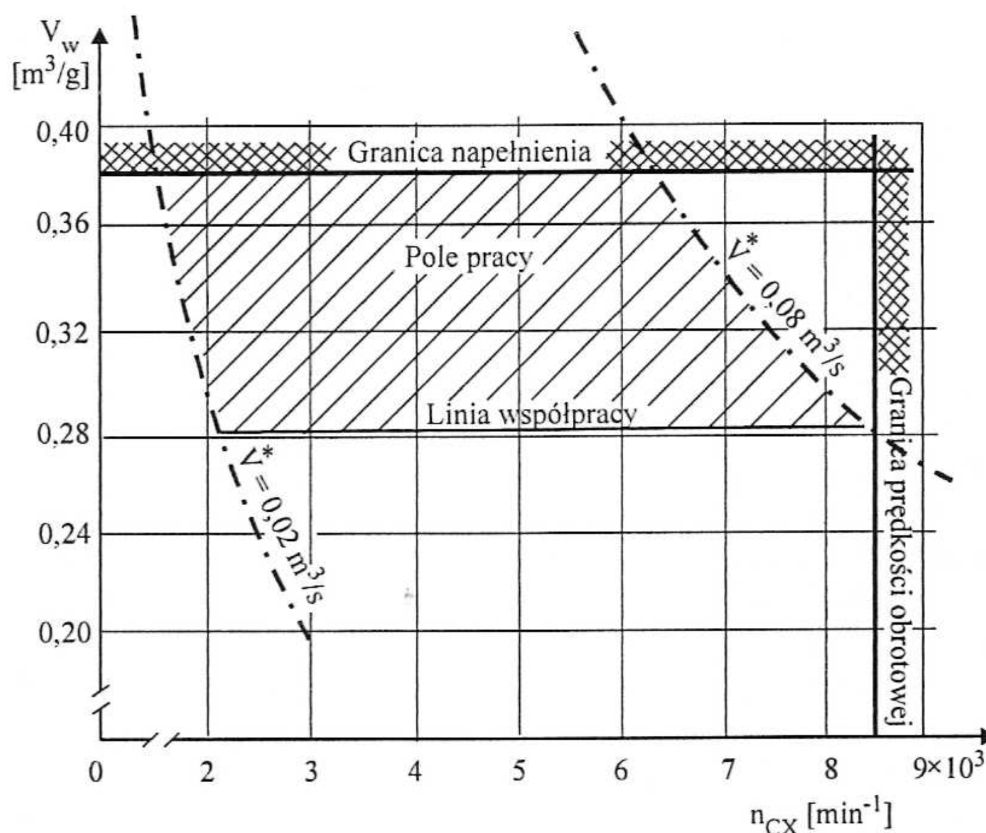
gdzie:

V_{ss} — objętość skokowa silnika, dm³,

η_V — stopień napełnienia silnika, %,

$\Gamma_K = \frac{\varrho_{ch}}{\varrho_s}$ — stosunek sprężenia powietrza w sprężarce z uwzględnieniem chłodzenia,

i — przełożenie napędu sprężarki.



Rys. 6.16. Położenie linii ograniczających pole pracy doładowarki Comprex

Doładowarki Comprex są produkowane w typoszeregu o oznaczeniach od CX 71 do CX 200 (jedenaście wielkości), przy czym liczba oznacza średnicę wewnętrzną wirnika doładowarki. Typoszereg ten zapewnia doładowanie silników o mocach od 25 do 300 kW. Ze względu na możliwości sprawnej realizacji procesu doładowania wirniki produkowanych doładowarek mają przewidziane trzy prędkości obrotowe n_{CX}: 7500, 8000 i 8500 min^{-1}, co narzuca określoną wartość przełożenia napędu doładowarki.

Przykładowo dobrano doładowarkę do silnika AD3.152UR, stosowanego w ciągnikach rolniczych produkowanych na licencji Massey-Ferguson-Perkins. Jest to silnik trzycylindrowy o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim. Dane wyjściowe:

$V_{ss} = 2{,}502$ dm^3

$n = 2250$ min^{-1}

$\eta_V = 90\%$ (0,9)

$\Gamma_K = 1{,}1$.

Przy podanej prędkości obrotowej silnika przełożenie będzie się wahać od 3,33 do 3,77. Wartość współczynnika napełnienia przyjęto dość małą jak na silnik doładowany, bo wynoszącą 0,9. Stopień wzrostu gęstości powietrza w doładowarce równy 1,1 wskazuje, że nie przewiduje się chłodzenia powietrza doładowującego.

Tok postępowania przy doborze doładowarki jest następujący:

$$V_{ss} \rightarrow n \rightarrow \eta_V \rightarrow \overset{*}{V} \rightarrow \Gamma_K \rightarrow n_{CX} \rightarrow V_W$$

gdzie:

$\overset{*}{V}$ — wydatek teoretyczny doładowarki,

V_w — wydatek względny doładowarki.

Stosując taką procedurę uzyskano następujące rezultaty:

$n_{CX} = 7500 \text{ min}^{-1}$; $V_w = 0{,}4560$; typ doładowarki CX 71

i zdecydowano przeprowadzić symulację zmiany współczynnika napełnienia, zmieniając jego wartości na 0,95 i 1,00, co dało następujące rezultaty:

$n_{CX} = 7500 \text{ min}^{-1}$; $V_w = 0{,}4814$; typ doładowarki CX 71,

$n_{CX} = 7500 \text{ min}^{-1}$; $V_w = 0{,}5067$; typ doładowarki CX 71.

Ze względu na to, że zbyt duże wartości V_w powodują nadmierne zwiększenie recyrkulacji spalin [23], przeprowadzono symulację zmiany prędkości obrotowej wirnika doładowarki n_{CX} i uzyskano:

$n_{CX} = 8500 \text{ min}^{-1}$; $\eta_V = 90\%$; $V_w = 0{,}4024$,

$n_{CX} = 8500 \text{ min}^{-1}$; $\eta_V = 95\%$; $V_w = 0{,}4247$,

$n_{CX} = 8500 \text{ min}^{-1}$; $\eta_V = 100\%$; $V_w = 0{,}4471$, a więc w granicach dopuszczalnych dla V_w.

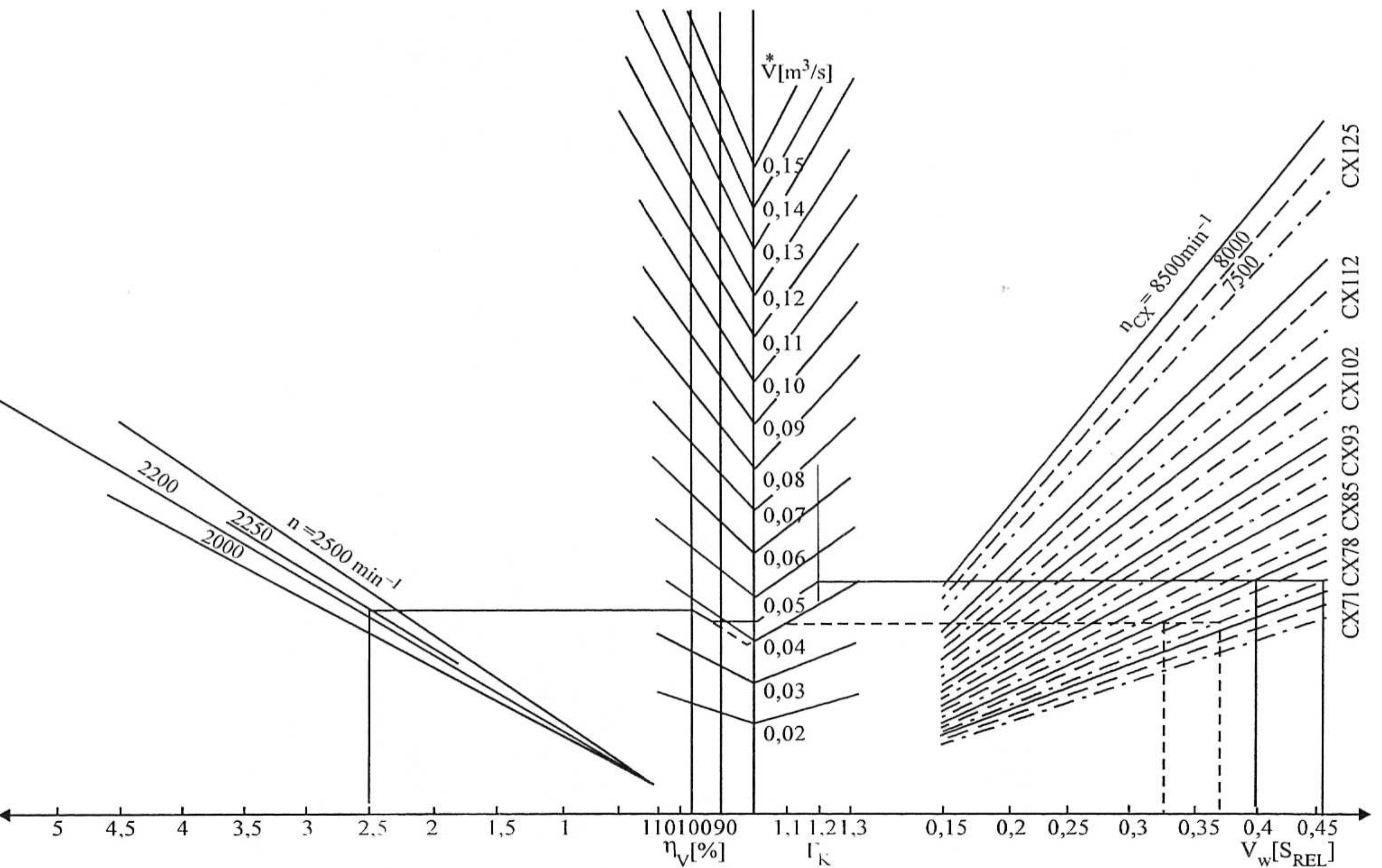
Kolejnym etapem symulacji była zmiana gęstości Γ_K (jej zwiększenie), co dało wynik: $n_{CX} = 8500 \text{ min}^{-1}$; $\eta_V = 90\%$; $\Gamma_K = 1{,}2$; $V_w = 0{,}4389$. Rezultat ten wskazuje, że w miarę zwiększania Γ_K będzie się zwiększał wydatek względny, a więc zmiany zmierzają w kierunku niewłaściwym.

W rezultacie dla omawianego silnika najkorzystniejsza jest doładowarka **CX 71** przy prędkości obrotowej wirnika $n_{CX} = 8500 \text{ min}^{-1}$.

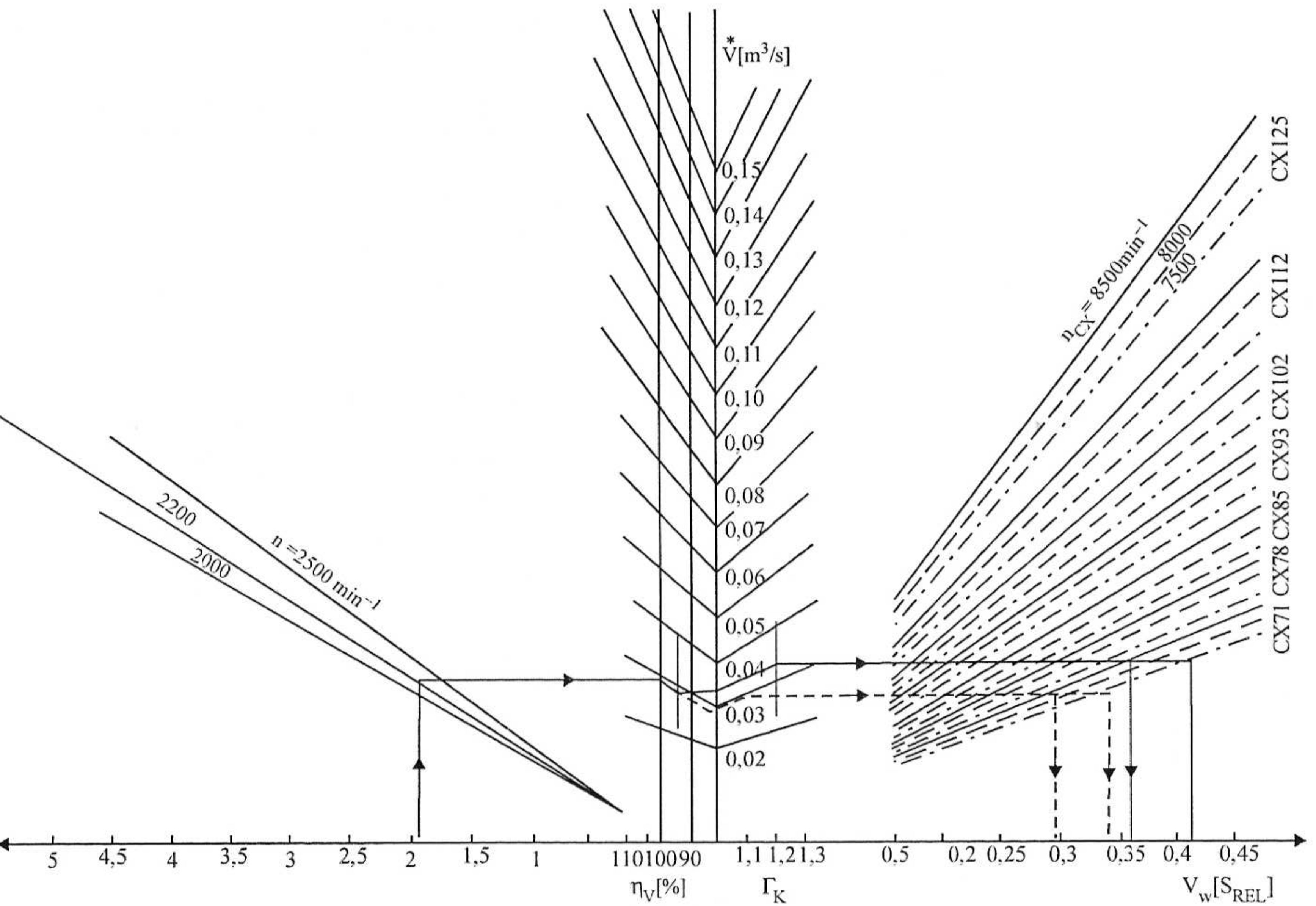
Graficznie opisany wyżej tok postępowania przy doborze doładowarki Comprex przedstawiono na rys. 6.17, a schematy doboru tej doładowarki dla silników S-312 oraz S-4002 — na rys. 6.18 i 6.19. Taki wybór silników wynika z faktu, że doładowanie to jest szczególnie przydatne dla silników mających zastosowanie w rolnictwie. Silniki AD3.152 UR, S-312, S-4002 są przeznaczone do napędu ciągników rolniczych.

Na rysunku 6.20 przedstawiono typoszereg doładowarek Comprex w zależności od mocy silnika i wydatku powietrza zapewniającego wymagane osiągi silnika doładowanego. Ramkami ujęto doładowarki produkowane w początkowym okresie; są to urządzenia najbardziej odpowiednie do zastosowania w silnikach o dużych objętościach skokowych, ze względu na znaczne wydatki powietrza.

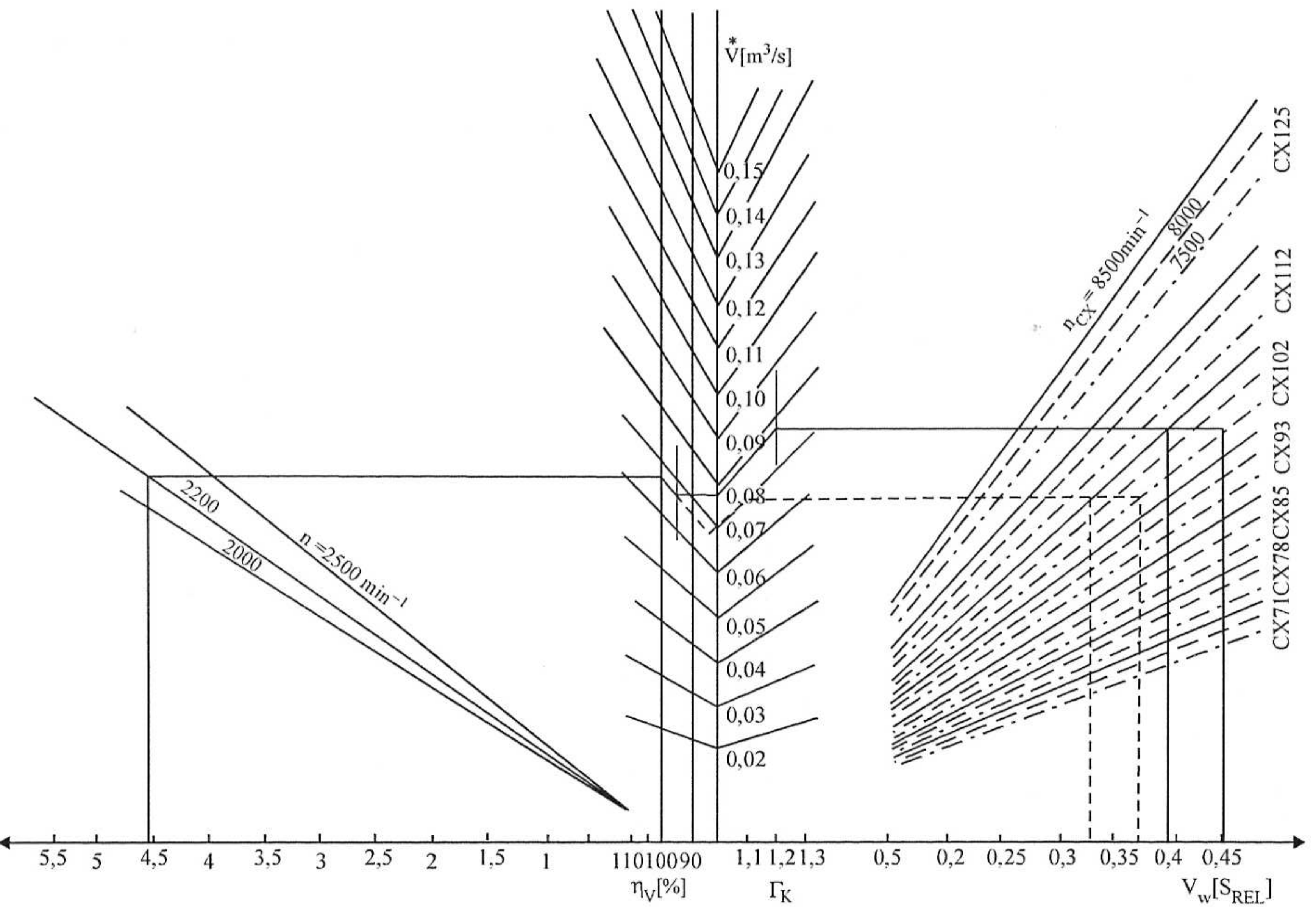
Program produkcyjny wytwórni doładowarek Comprex i możliwości ich zastosowania zarówno w silnikach samochodów ciężarowych, jak i osobowych przedstawiono na rys. 6.21 [23, 85].



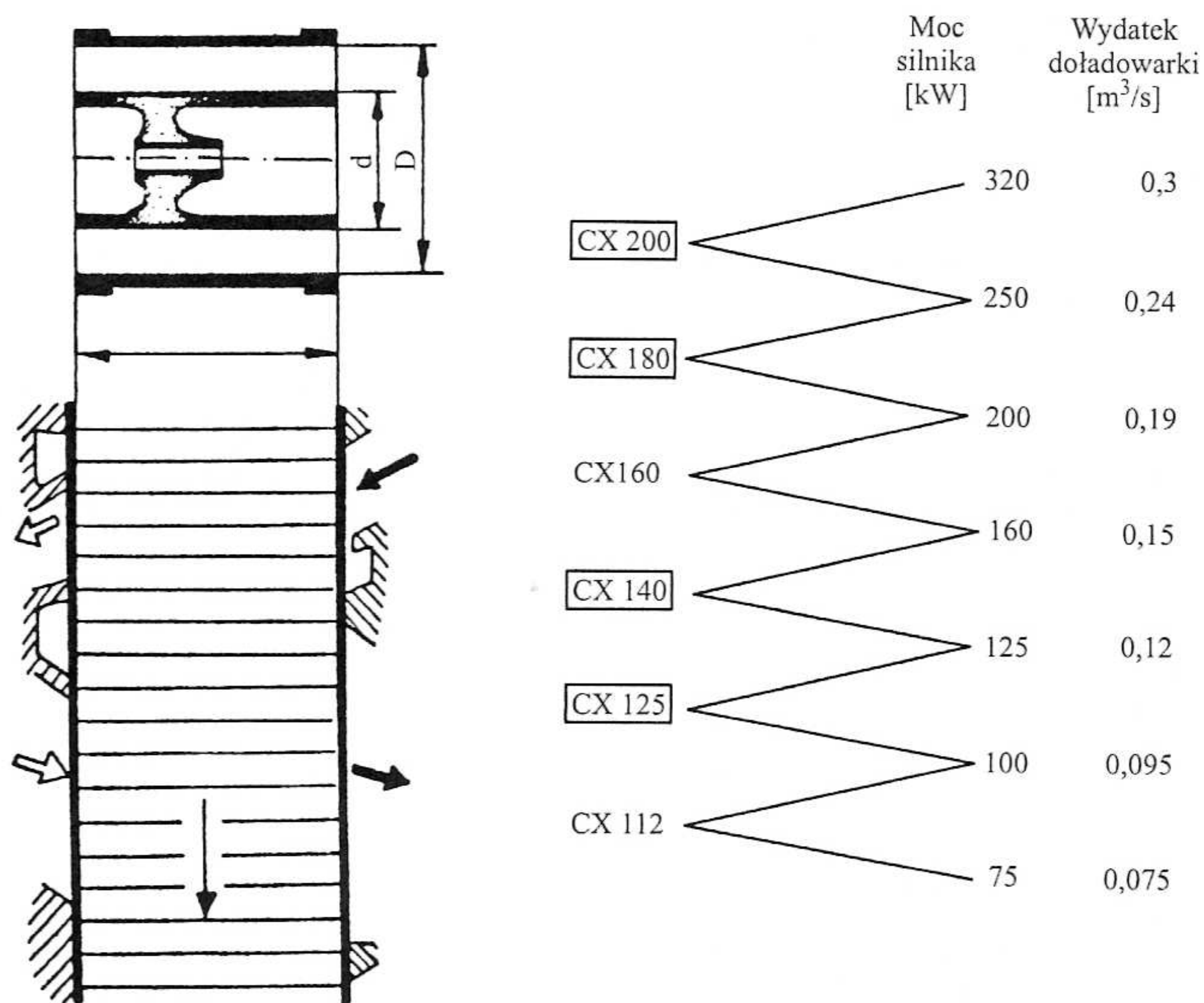
Rys. 6.17. Schemat doboru doładowarki Comprex do silnika AD 3.152 UR



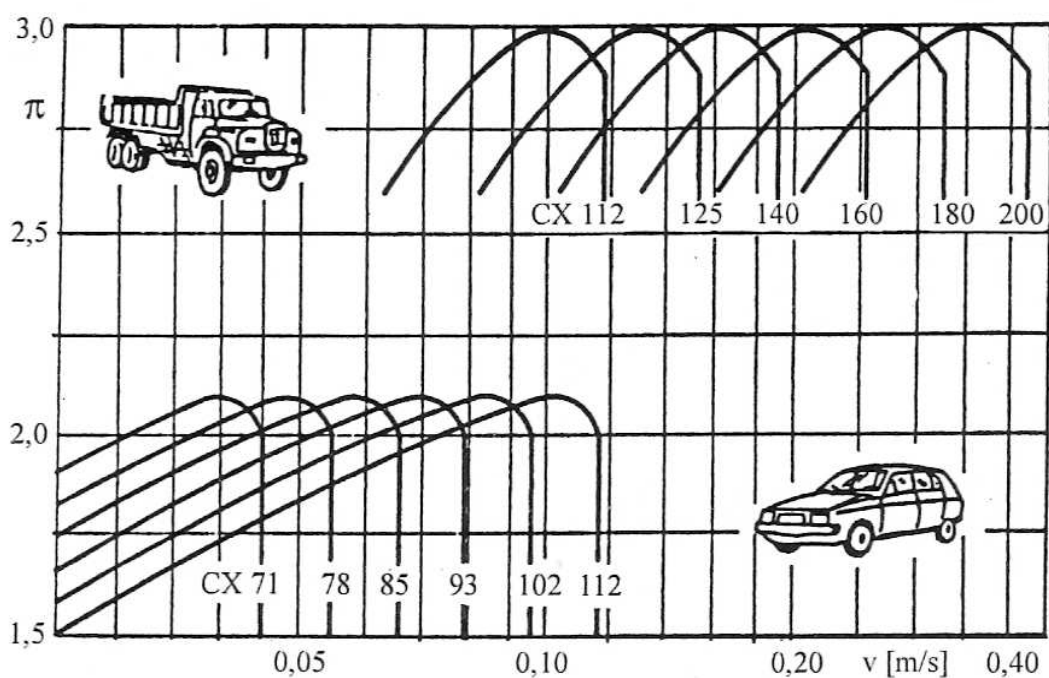
Rys. 6.18. Schemat doboru doładowarki Comprex do silnika S-312



Rys. 6.19. Schemat doboru doładowarki Comprex do silnika S-4002



Rys. 6.20. Typoszereg doładowarek Comprex

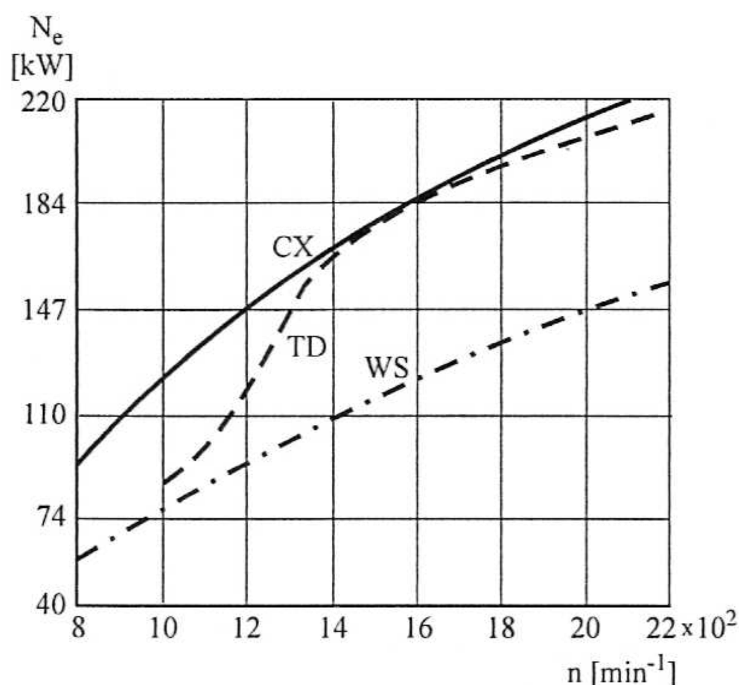


Rys. 6.21. Zakres obszarów działania doładowarek Comprex [23, 85]

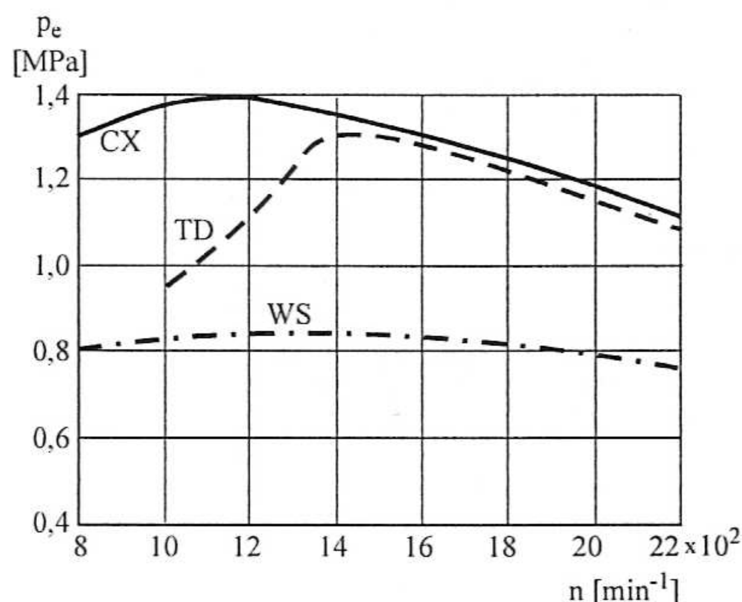
6.4. Eksploatacja silników z doładowaniem Comprex

Badania eksploatacyjne nowego typu doładowarek były prowadzone głównie w Szwajcarii przez Instytut Termodynamiki i Silników Spalinowych Politechniki w Zurychu oraz Saurer A.G. Arbon. Wyniki badań tych dwóch przodujących ośrodków w dziedzinie nowego rodzaju doładowania będą prezentowane w dalszej części opracowania [79].

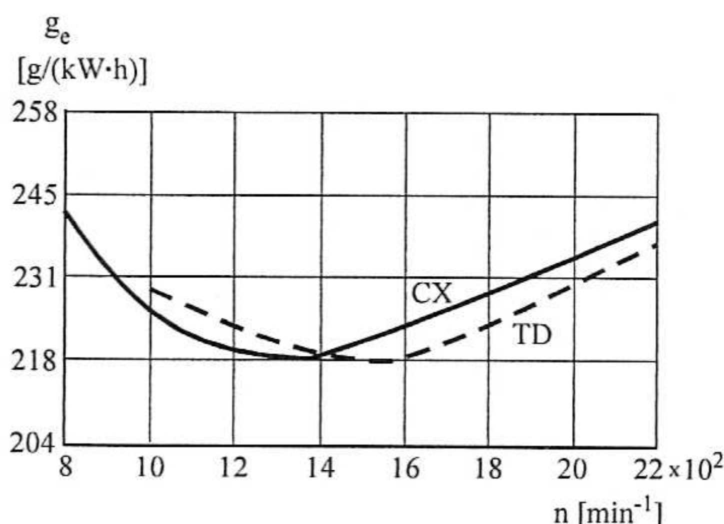
Na rysunku 6.22 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika z doładowaniem Comprex (CX) na tle silnika wolnossącego (WS) i silnika turbodoładowanego (TD). Widać wyraźnie korzystniejszy przebieg krzywej mocy silnika CX w zakresie prędkości obrotowej 800 do 1400 min^{-1}, co ma szczególnie duży wpływ na elastyczność silnika. Różnica między krzywymi wynika z przewagi systemu Comprex nad turbodoładowaniem, które w zakresie mniejszych



Rys. 6.22. Przebieg mocy silników Saurer
CX — silnik doładowany za pomocą doładowarki Comprex, TD — silnik turbodoładowany, WS — silnik wolnossący



Rys. 6.23. Przebieg średniego ciśnienia efektywnego (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

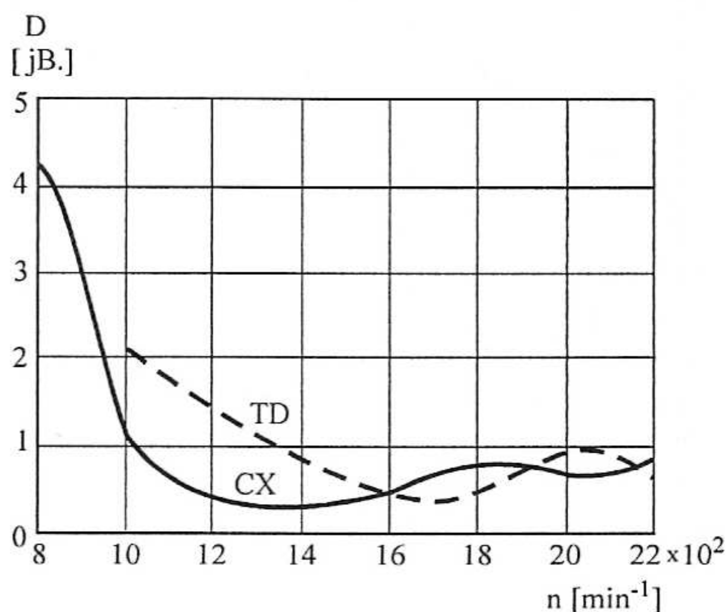


Rys. 6.24. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

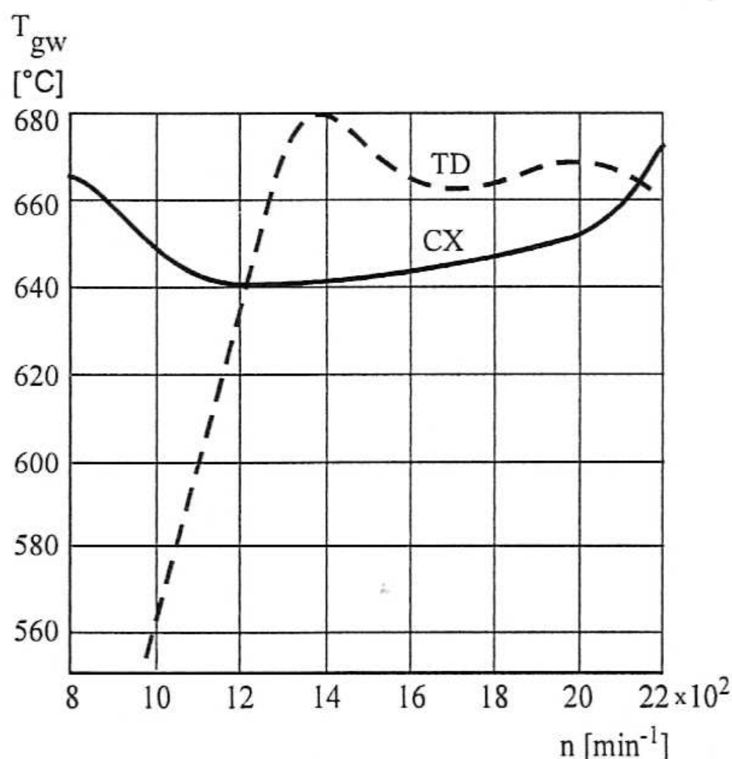
prędkości obrotowych jest znacznie mniej sprawne z racji właściwości turbosprężarki [86, 88] i ich wpływu na przebieg momentu obrotowego oraz mocy.

Podobnie przedstawia się sytuacja w odniesieniu do średniego ciśnienia efektywnego (momentu obrotowego) — jeszcze wyraźniej widać przewagę doładowania Comprex w zakresie małych prędkości obrotowych (rys. 6.23). Daje się zauważyć przemieszczenie maksimum krzywej p_e w kierunku mniejszych prędkości obrotowych w stosunku do silnika turbodoładowanego, co — jak wspomniano wyżej — ma zasadniczy wpływ na elastyczność silnika. Porównanie jednostkowego zużycia paliwa g_e, przedstawione na rysunku 6.24, nie wykazuje już tak wyraźnej przewagi systemu Comprex, który w zakresie małych prędkości obrotowych jest wprawdzie korzystniejszy, ale przy większych prędkościach obrotowych przewagę ma turbodoładowanie.

Również w odniesieniu do zadymienia spalin sytuacja jest podobna, tzn. w rejonie małych prędkości obrotowych widać wyraźną przewagę doładowania Comprex, natomiast przy większych prędkościach obrotowych zadymienie spalin dla obydwu sposobów doładowania jest prawie takie samo (rys. 6.25).

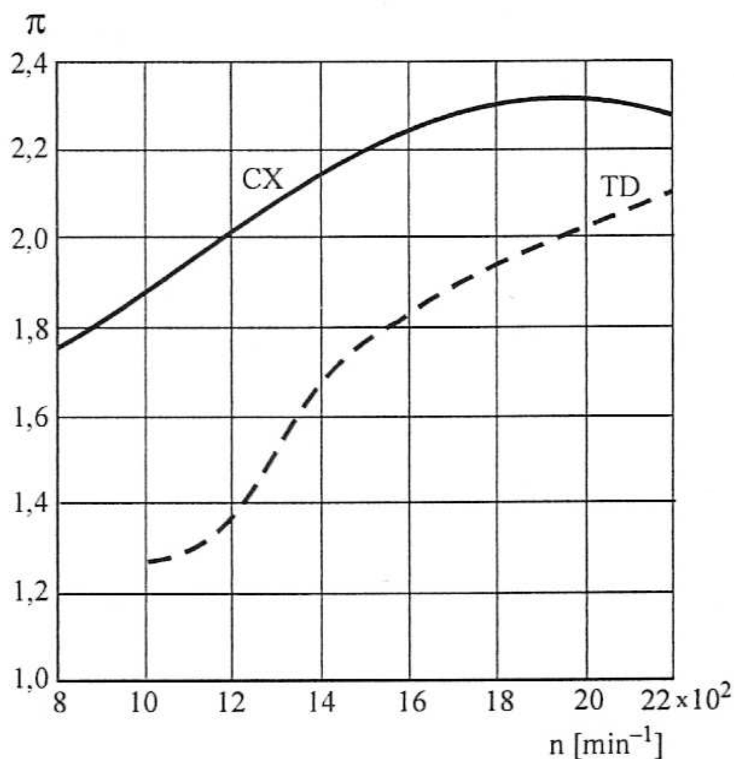


Rys. 6.25. Zadymienie spalin (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

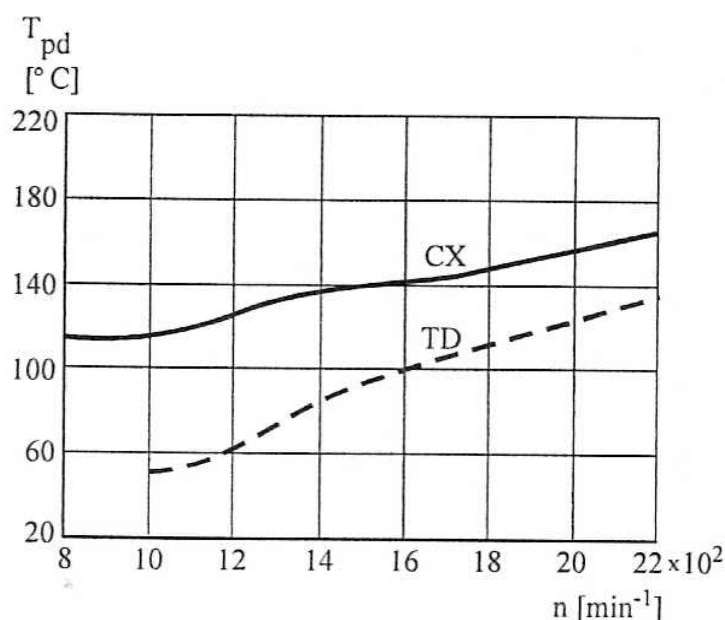


Rys. 6.26. Przebieg zmian temperatury spalin przed sprężarką
(oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

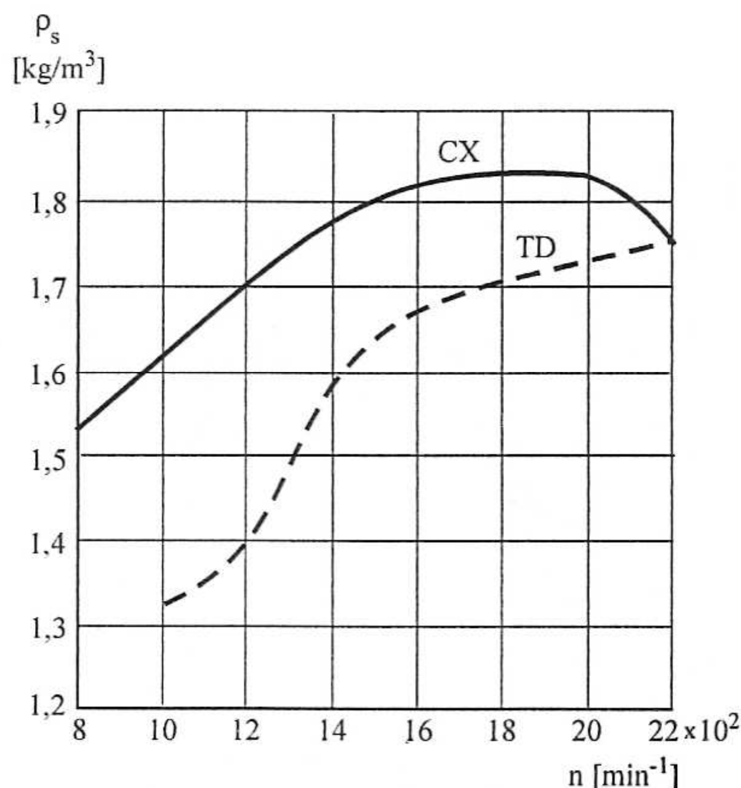
Temperatura gazów spalinowych przed sprężarką (rys. 6.26) ma bardziej korzystny przebieg w przypadku doładowania Comprex niż w przypadku turbodoładowania, gdzie duża różnica tej temperatury powoduje znaczne obciążenie cieplne wirnika, choć bezwzględne wartości temperatur różnią się nieznacznie. Przebieg temperatury spalin przedstawiony na tym rysunku odpowiada przebiegowi krzywych mocy (rys. 6.22) i średniego ciśnienia efektywnego



Rys. 6.27. Porównanie sprężu powietrza
(oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)



Rys. 6.28. Temperatura powietrza doładowującego (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

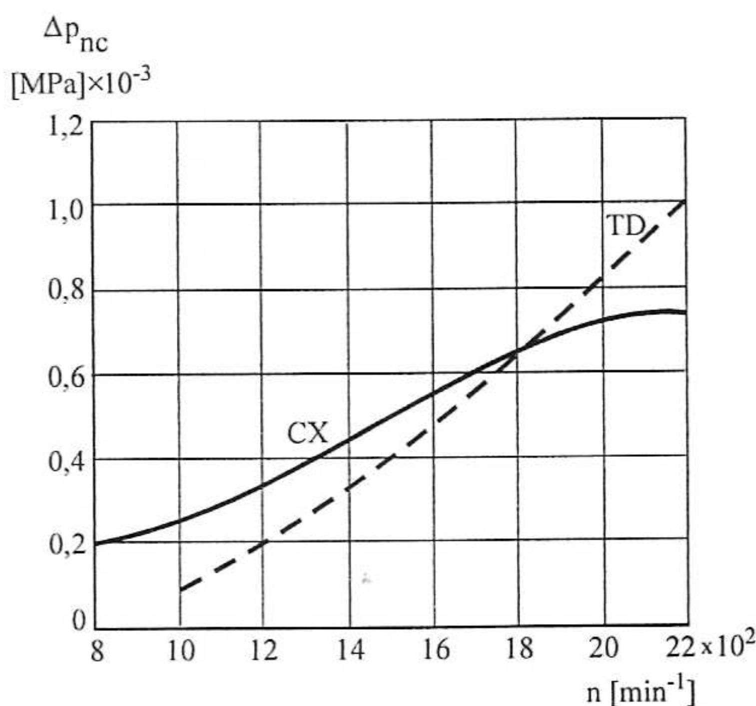


Rys. 6.29. Wydatek powietrza ładującego (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

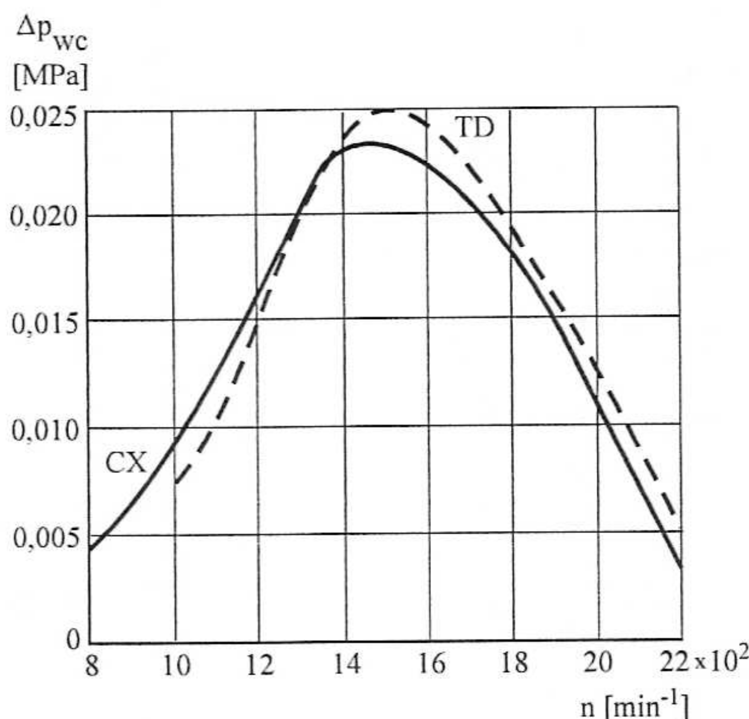
(6.23), gdyż maximum tych krzywych występuje przy prędkości obrotowej 1400 min^{-1}, co odpowiada największej sprawności układu silnik-turbosprężarka.

Spręż uzyskiwany za pomocą doładowarki Comprex (rys. 6.27), temperatura ładującego powietrza (rys. 6.28) oraz jego wydatek masowy (rys. 6.29) są znacznie wyższe i tym też można tłumaczyć znacznie większą sprawność układu wyposażonego w Comprex, co staje się zrozumiałe po analizie wspomnianych rysunków.

Uzupełnieniem porównania obydwu systemów doładowania jest wykres różnicy ciśnień po stronie wysokociśnieniowej doładowarki (rys. 6.30) oraz spadku ciśnienia między stroną dolotową a wylotową (rys. 6.31).

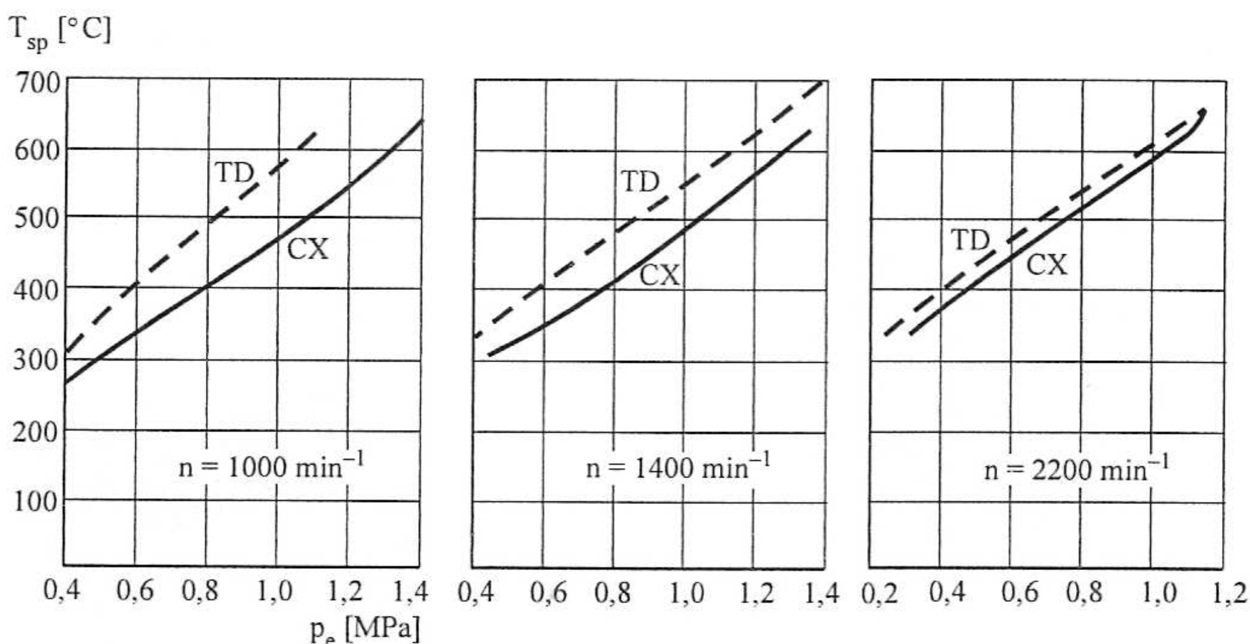


Rys. 6.30. Różnica ciśnień po stronie wysokociśnieniowej między powietrzem a spalinami (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)



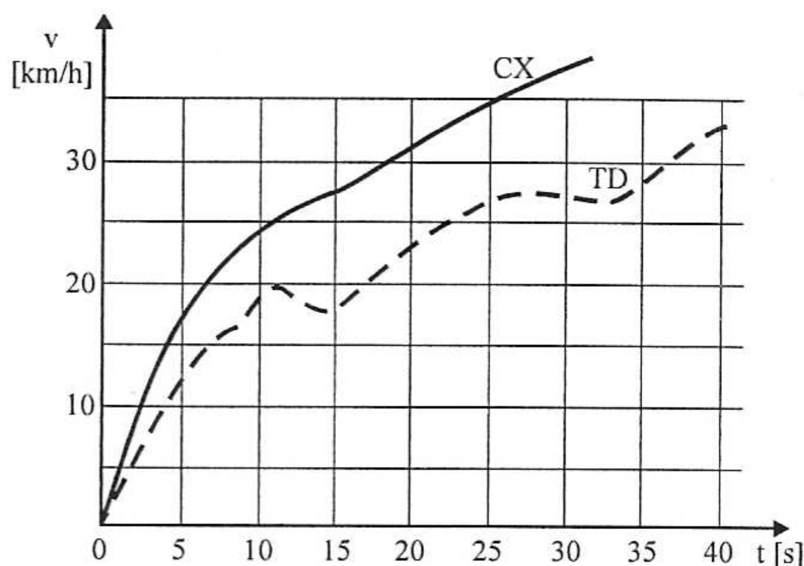
Rys. 6.31. Spadek ciśnienia między stroną dolotową a wylotową (oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

Z kolei obciążenia cieplne elementów doładowarki kształtują się znacznie korzystniej dla systemu Comprex, szczególnie przy małych prędkościach obrotowych, co wynika wyraźnie z rysunku 6.32. I tak np. dla prędkości obrotowej $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ różnica temperatury gazów spalinowych przed sprężarką wynosi 115°C przy średnim ciśnieniu użytecznym $p_e = 1{,}1$ MPa. Różnica ta, korzystna dla systemu Comprex (niższa temperatura spalin), jest spowodowana znacznym przepłukaniem doładowarki, co oczywiście ma znaczenie dla jej trwałości i niezawodności.

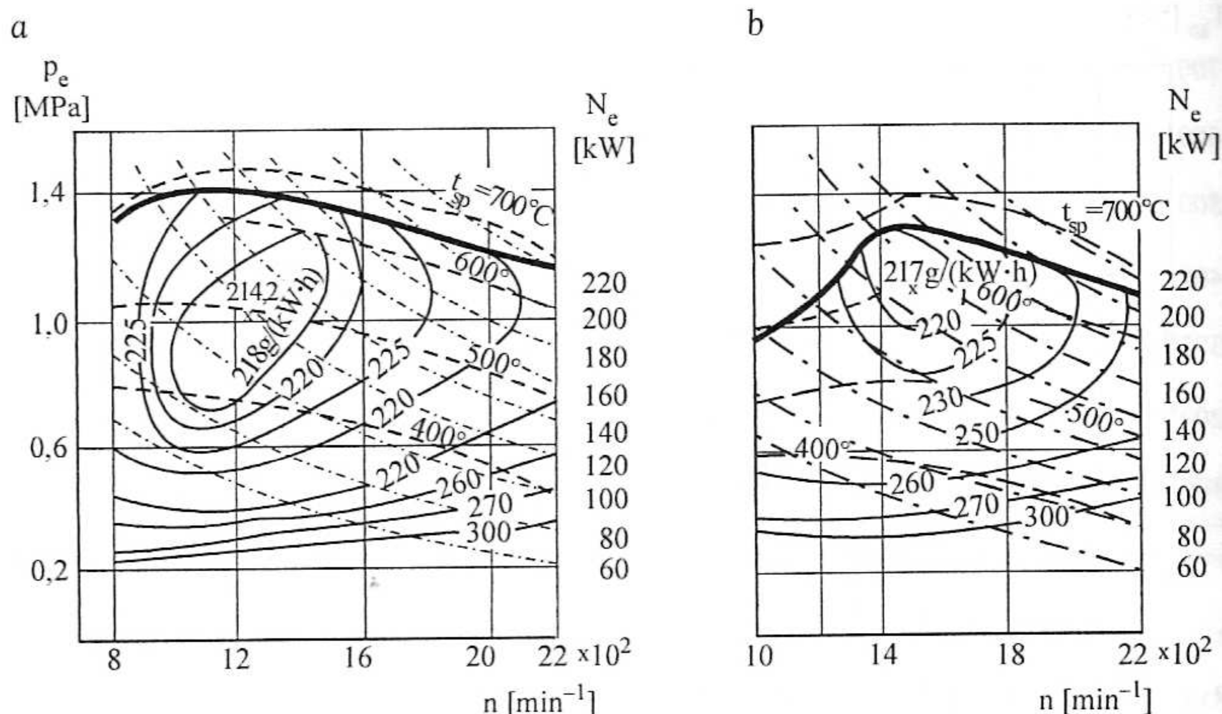


Rys. 6.32. Porównanie obciążeń cieplnych
(oznaczenie krzywych wg rys. 6.22)

Znacznie korzystniej przedstawia się sprawa właściwości dynamicznych samochodu i silnika z doładowaniem Comprex (rys. 6.33). Przebiegi rozpędzania silnika turbodoładowanego i silnika z doładowaniem Comprex różnią się od siebie w sposób zasadniczy. W przypadku doładowania Comprex nie występuje charakterystyczne „falowanie" prędkości związane z cechami organicznymi turbodoładowania. Silnik z doładowaniem Comprex ma znacznie lepsze właściwości dynamiczne, gdyż np. prędkość $v = 30$ km/h uzyskuje po 18 s, podczas gdy silnik turbodoładowany po 37 s, co daje średnio przyspieszenie dla silnika z doładowaniem Comprex 0,462 m/s^2, a dla turbodoładowanego 0,225 m/s^2.



Rys. 6.33. Porównanie właściwości dynamicznych doładowania Comprex (krzywa CX) i turbodoładowania (krzywa TD)



Rys. 6.34. Porównanie rezultatów doładowania silnika SAURER DK
a — silnik z doładowaniem Comprex, *b* — silnik turbodoładowany

Taki wynik porównań można tłumaczyć różnicami występującymi na charakterystyce uniwersalnej silnika Saurer DK o takiej samej mocy, lecz uzyskanej za pomocą różnych sposobów doładowania (rys. 6.34).

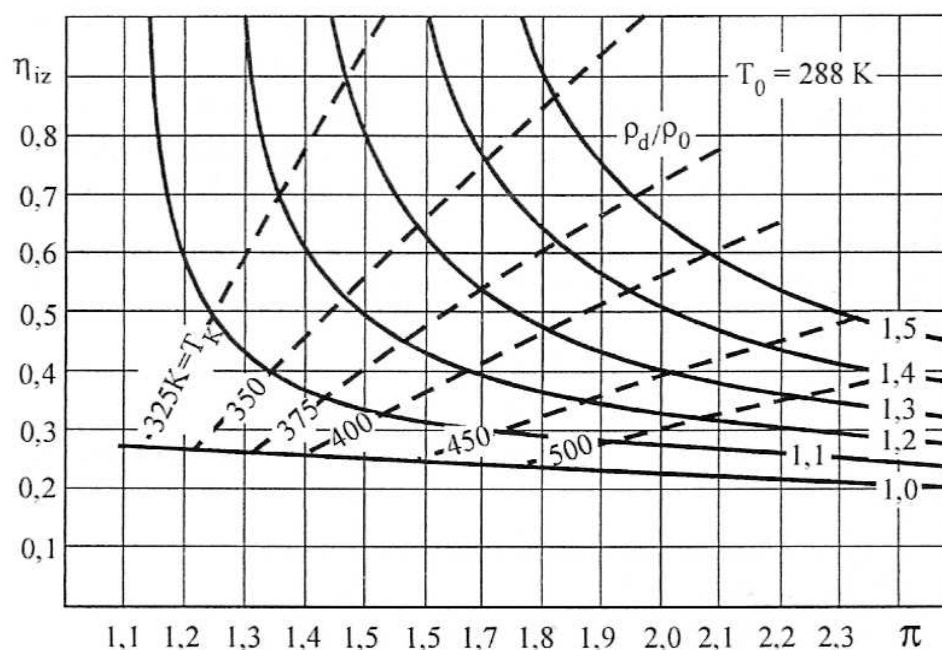
Widać wyraźnie korzystny wpływ doładowania Comprex, wyrażający się:
- przemieszczeniem maksimum momentu obrotowego z 1400 min^{-1} do 1100 min^{-1},
- zmniejszeniem jednostkowego zużycia paliwa z 217 g/(kW · h) (160 g/KMh), którego obszar jest dwukrotnie większy przy doładowaniu Comprex.

7 ROZDZIAŁ

Aspekty eksploatacyjne doładowania silników trakcyjnych

7.1. Chłodzenie powietrza doładowującego

Doładowanie silników spalinowych odbywa się przy znacznych ciśnieniach powietrza (z wyjątkiem doładowania dynamicznego), co powoduje określone trudności eksploatacyjne. Podczas sprężania politropowego następuje znaczny wzrost temperatury powietrza, do wartości 50÷170°C. Powoduje to zmniejszenie efektu doładowania w wyniku zmniejszenia masy powietrza doładowującego. Dlatego też, aby uzyskać najkorzystniejsze warunki pracy silnika dołado-

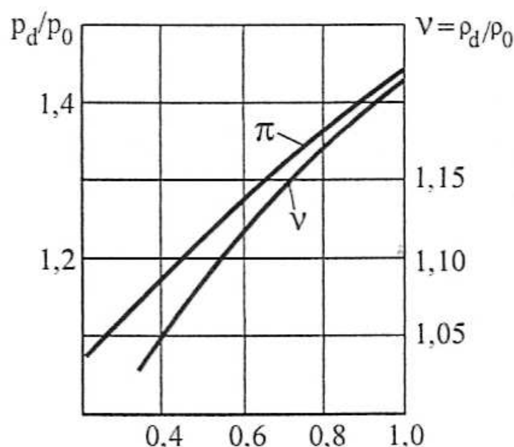


Rys. 7.1. Zależność współczynnika wzrostu gęstości powietrza od sprężu i sprawności izentropowej sprężarki

π — spręż, η_{iz} — sprawność izentropowa, $\nu = \frac{\varrho_d}{\varrho_o}$ — współczynnik wzrostu gęstości

wanego, należy schłodzić to powietrze. Przykład zależności sprawności izentropowej sprężania powietrza od sprężu przedstawiono na rys. 7.1.

Stopień nagrzania powietrza w sprężarce jest istotnym wskaźnikiem, gdyż przez zmianę jego gęstości wpływa na współczynnik napełnienia i pozwala podjąć ewentualną decyzję o stosowaniu chłodzenia powietrza doładowującego. Zależność między sprężem a współczynnikiem wzrostu gęstości powietrza przedstawiono na rys. 7.2.



Rys. 7.2. Zależność między sprężem π a współczynnikiem wzrostu gęstości ν

Chłodnicę powinno się dobierać na podstawie wskaźników konstrukcyjnych, termodynamiczno-technicznych oraz eksploatacyjno-ekonomicznych.

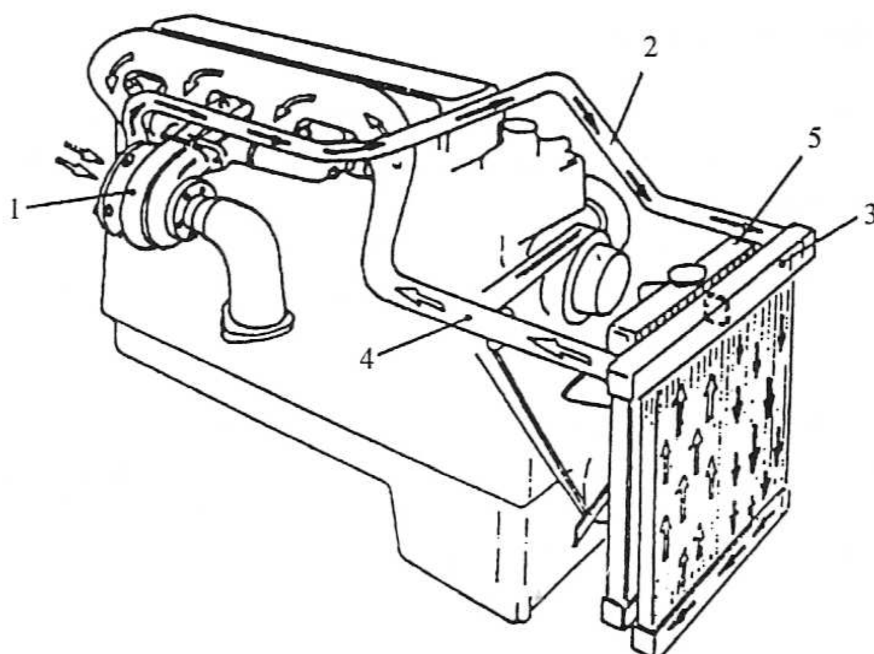
Do chłodzenia powietrza doładowującego w silnikach samochodowych stosuje się najczęściej chłodnice powietrze-powietrze (rys. 7.3). Jest to podyktowane względami bezpieczeństwa eksploatacyjnego oraz tym, że możliwe do uzyskania spadki temperatury wynoszą 60 ÷ 65°C [68]. W przypadku uszkodzenia delikatnego rdzenia chłodnicy w takim rozwiązaniu do silnika będzie dopływało jedynie mniej powietrza. W przypadku zastosowania chłodnicy powietrze doładowujące-woda, pęknięcie rdzenia spowoduje dostawanie się wody do przestrzeni roboczej silnika i w konsekwencji awarię silnika. Ponieważ temperatura cieczy chłodzącej wynosi około 80°C, powietrze można schłodzić jedynie do temperatury 90 ÷ 100°C. W związku z tym rozporządzalny spadek temperatury wynosi jedynie 40°C.

Do najważniejszych czynników konstrukcyjnych mających wpływ na dobór chłodnicy należy zaliczyć [68]

— stosunek powierzchni wymiany ciepła do objętości wymiennika,
— stosunek masy chłodnicy do jego objętości,
— stosunek swobodnej powierzchni przepływu powietrza do powierzchni czołowej chłodnicy.

Z kolei do czynników termodynamicznych należy zaliczyć

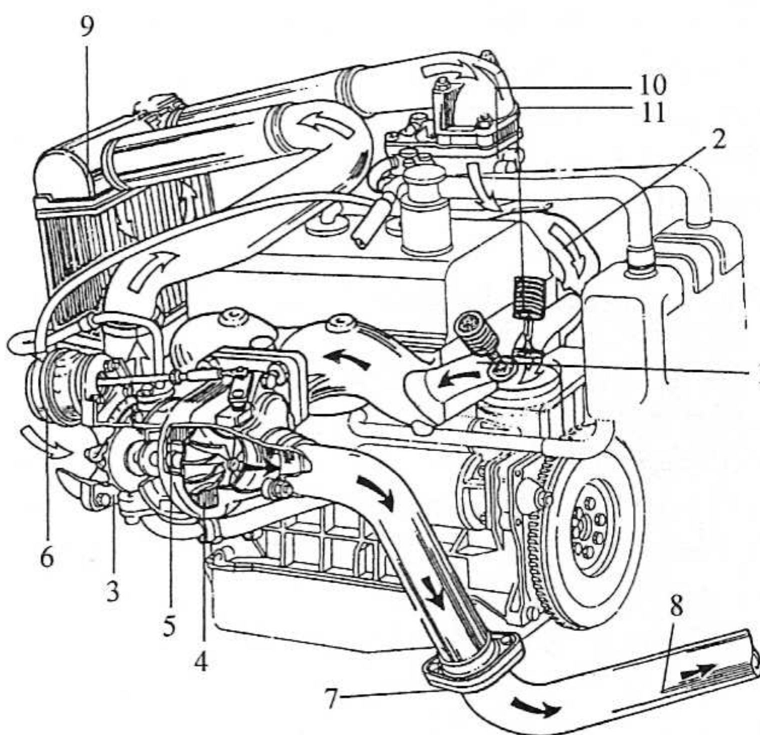
— współczynnik przenikania ciepła,
— wydajność chłodzenia na jednostkę objętości chłodnicy,
— wydajność chłodzenia na jednostkę masy chłodnicy,
— opory przepływu chłodnicy,
— stosunek ciepła wymienionego przy różnicy temperatur 1K do mocy niezbędnej do wymuszenia przepływu powietrza.



Rys. 7.3. Schemat chłodzenia powietrza doładowującego
1 — turbosprężarka, *2* — sprężone powietrze, *3* — chłodnica powietrza, *4* — schłodzone powietrze, *5* — chłodnica płynu chłodzącego

Zgodnie z zaleceniami przedstawionymi wyżej najczęściej stosuje się pakiety rur z żebrami płytowymi. Grubość żeber waha się w granicach 0,1 ÷ 0,25 mm, a podziałka użebrowania 2 ÷ 2,75 mm.

Dla przykładu podczas doładowania opisanego wcześniej silnika o mocy 73,6 kW przy sprężu równym 1,2, a więc niezbyt dużym, powietrze nagrzewało się w sprężarce odśrodkowej do 138°C w temperaturze otoczenia t_o = 20°C [44].



Rys. 7.4. Układ chłodzenia powietrza doładowującego w silniku gaźnikowym
1 — spaliny, *2* — mieszanka, *3* — sprężarka, *4* — turbina, *5* — regulacja upustu spalin, *6* — siłownik upustu spalin, *7* — kołnierz przewodu wylotowego, *8* — przewód wylotowy, *9* — chłodnica powietrza doładowującego, *10* — gaźnik, *11* — zawór dolotowy

7.2. Rozruch silnika doładowanego

Łatwy rozruch silnika wysokoprężnego w niskich temperaturach otoczenia jest czynnikiem wpływającym w znacznym stopniu na jego niezawodność eksploatacyjną, która obok ekonomiczności pracy i toksyczności spalin jest jednym z głównych kryteriów oceny przydatności silnika.

Na właściwości rozruchowe silników wysokoprężnych wpływają następujące czynniki:
— dawka rozruchowa paliwa,
— prędkość obrotowa niezbędna do uzyskania rozruchu,
— minimalny czas obracania silnika rozrusznikiem,
— jakość oleju silnikowego,
— stan instalacji rozruchowej i naładowania akumulatora,
— stopień sprężania,
— bezwładność wirnika turbosprężarki,
— przełożenie rozrusznik-koło zamachowe.

7.2.1. Doładowanie dynamiczne, mechaniczne i Comprex

Zastosowanie doładowania bezsprężarkowego (dynamicznego) nie powoduje żadnych skutków w zakresie prędkości obrotowych odpowiadających rozruchowi silnika, układ bowiem dolotowy silnika jest dostosowany do wywoływania zjawisk falowych przy prędkościach obrotowych w obszarze momentu obrotowego do mocy znamionowej. Silnik w trakcie rozruchu zachowuje się jak typowy silnik wolnossący.

Doładowanie mechaniczne również nie powoduje istotnych zmian w pracy silnika przy prędkości obrotowej rozruchu i nie wywołuje niepożądanych skutków. Sprężarka podaje co prawda nieco więcej powietrza do silnika, lecz można to skompensować większą dawką paliwa i rozruch nastąpi szybciej. Dzięki temu negatywne skutki rozruchu, tzn. zwiększoną emisję składników toksycznych do atmosfery, można zmniejszyć. Podobnie jest w przypadku doładowania typu Comprex, które łączy w sobie cechy obydwu omówionych sposobów doładowania [42, 43].

7.2.2. Turbodoładowanie

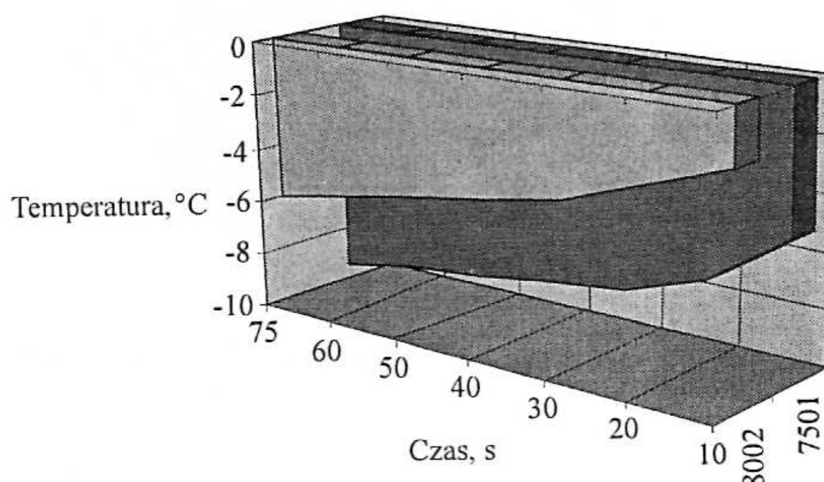
Najbardziej rozpowszechnionym sposobem doładowania jest doładowanie turbosprężarkowe. W rozwiązaniu tym wykorzystuje się bezużyteczną energię uchodzących spalin do napędu turbiny połączonej wałem ze sprężarką. Mimo wysokiego poziomu technicznego silników oraz turbosprężarek, doładowanie to charakteryzuje się pogorszeniem właściwości rozruchowych silnika w wyniku zwiększenia oporów przepływu powietrza w układzie dolotowym. Opory te są zwiększone wskutek tego, że dopływające powietrze musi przepłynąć przez wirnik sprężarki, nieruchomy, bo silnik początkowo nie wytwarza spalin napędzających turbinę. Jednocześnie na pogorszenie właściwości rozruchowych

silnika wpływa zmniejszenie stopnia sprężania w silnikach turbodoładowanych, niezbędne do uzyskiwania przez te silniki dużej sprawności w zakresie średnich i dużych obciążeń [43].

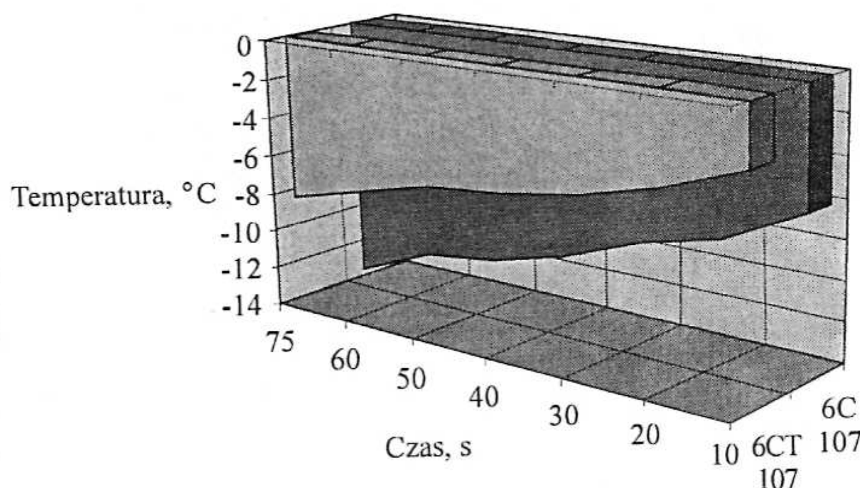
Wpływ doładowania wyrażający się bezwładnością wirnika turbosprężarki z zachowaniem wszystkich pozostałych czynników jako stałych można prześledzić na przykładzie silnika ciągnikowego Zetor 7501 w wersji wolnossącej i Zetor 8002 w wersji turbodoładowanej (wymiary główne silników są identyczne).

Dla pokazania wpływu doładowania turbosprężarkowego na właściwości rozruchowe silników o wtrysku bezpośrednim przedstawiono na rys. 7.5 i 7.6 charakterystyki rozruchowe dwóch silników: w wersji wolnossącej i doładowanej. Każdy z nich ma identyczne wymiary główne, zarówno w wersji wolnossącej, jak i doładowanej, co pozwala na wiarygodne porównanie.

Na rysunku 7.5 przedstawiono charakterystykę rozruchową silników ciągnikowych Zetor, przy czym dla silnika doładowanego graniczna temperatura rozruchu wynosiła −6°C przy 75-sekundowym czasie rozruchu, podczas gdy dla silnika wolnossącego w tych samych warunkach wynosiła ona −9,5°C, a więc korzystniejsza o 36,8%. W temperaturze −6°C silnik bez doładowania uzyskiwał rozruch już po 15 sekundach.

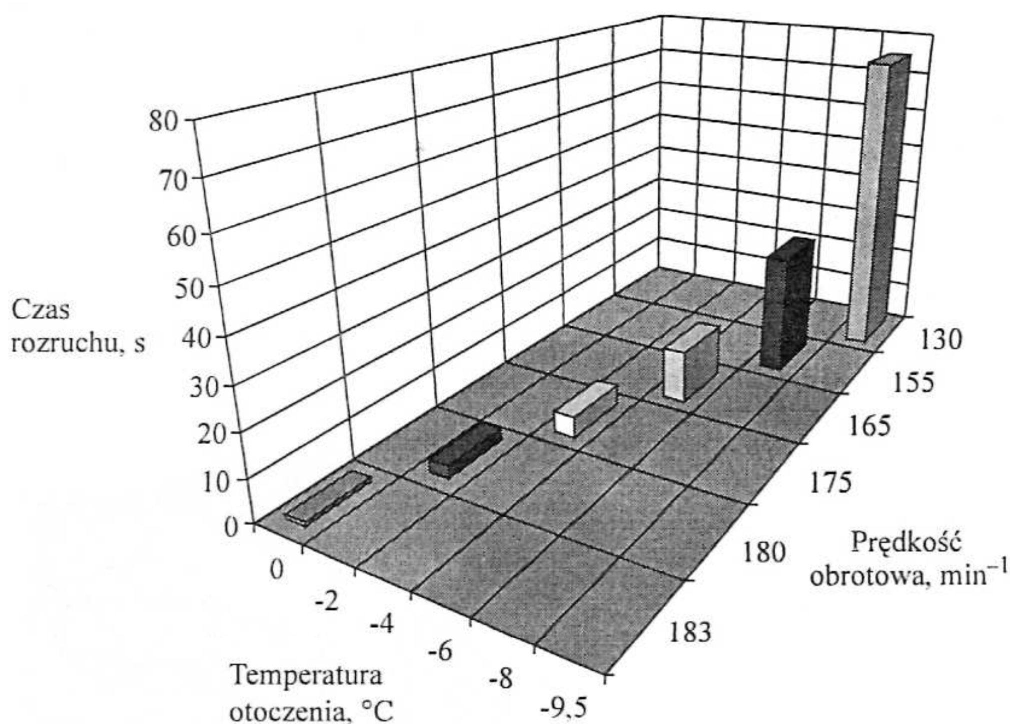


Rys. 7.5. Charakterystyka rozruchowa silników Zetor
7501 — silnik niedoładowany, 8002 — silnik doładowany

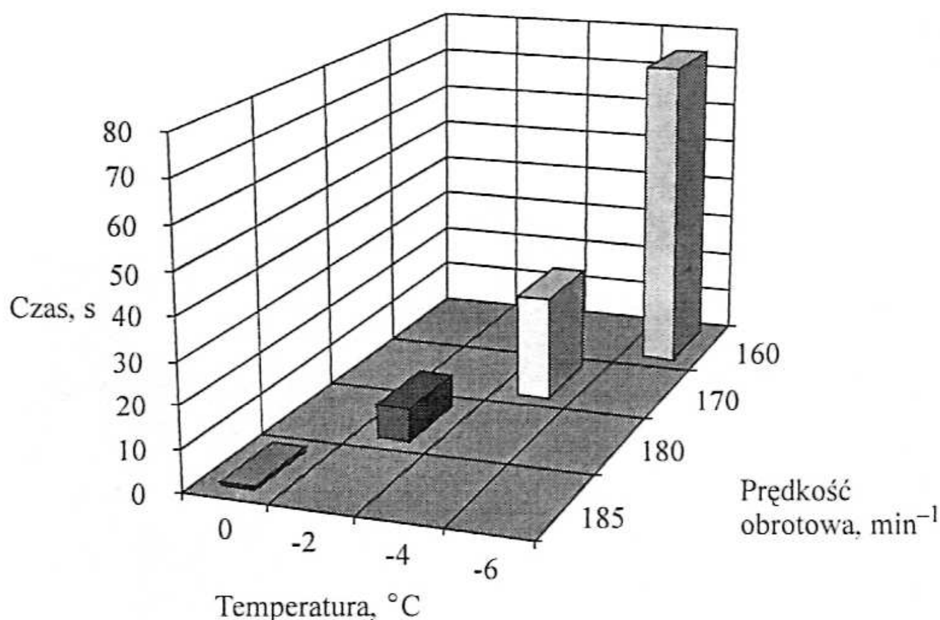


Rys. 7.6. Charakterystyki rozruchowe silników produkowanych w WSW Andoria
6C 107 — silnik niedoładowany, 6CT 107 — silnik doładowany

Graniczna temperatura rozruchu silnika (typu Leyland) produkowanego w WSW Andoria była nieco niższa, bo wynosiła −8,5°C, choć mogłaby być jeszcze niższa, lecz w wyniku zmniejszenia stopnia sprężania z 16 do 15,2 w silniku doładowanym, pogorszyły się jego własności rozruchowe. Dla silnika niedoładowanego graniczna temperatura rozruchu wynosiła −14°C i była o 37,5% korzystniejsza niż dla silnika doładowanego. W temperaturze −8,5°C silnik wolnossący dał się uruchomić już po 23 sekundach [42]. Z obydwu charakterystyk przedstawionych na rysunkach 7.7 i 7.8 widać wyraźnie, w jakim stopniu



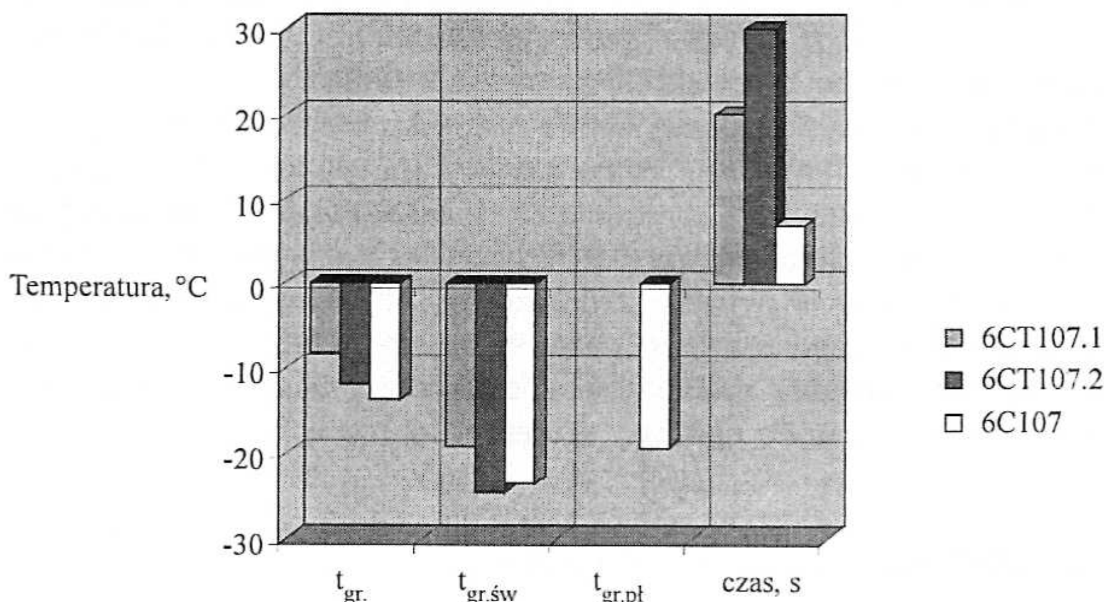
Rys. 7.7. Charakterystyka rozruchowa silnika Zetor 7501 w układzie słupkowym



Rys. 7.8. Charakterystyka rozruchowa silnika Zetor 8002 w układzie słupkowym

zmniejsza się prędkość obrotowa silnika w czasie rozruchu w zależności od temperatury otoczenia i równocześnie wydłuża się czas rozruchu. W tym aspekcie różnice między silnikiem wolnossącym a turbodoładowanym są nieistotne i pomijalnie małe.

W celu zniwelowania niekorzystnych skutków doładowania dla właściwości rozruchowych silników wysokoprężnych o wtrysku bezpośrednim stosuje się zabiegi regulacyjne (zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku przed GMP) lub urządzenia i środki ułatwiające rozruch. Wpływ tych rozwiązań na poprawę właściwości rozruchowych silników, których charakterystyka rozruchowa jest pokazana na rys. 7.6 przedstawiono na rys. 7.9. Za podstawę do porównań posłużyła graniczna temperatura rozruchu naturalnego (t_{gr}), tj. bez pomocy urządzeń ułatwiających rozruch. Jak wynika z rys. 7.9, była ona najkorzystniejsza dla silnika bez doładowania i nieco lepsza po zmniejszeniu kąta wyprzedzenia wtrysku w silniku doładowanym. Stan ten uległ znacznej poprawie w przypadku zastosowania świecy płomiennej, tak że graniczna temperatura rozruchu silnika doładowanego o zmniejszonym kącie wyprzedzenia wtrysku była niższa niż silnika bez doładowania. Niestety, czas działania urządzenia ułatwiającego rozruch ($t_{gr\ św}$) był znacznie dłuższy (30 s) niż w przypadku silnika bez doładowania (7 s), co — mimo skutecznego rozruchu — było okupione znacznie większą ilością wydalonych do atmosfery szkodliwych substancji w postaci produktów niezupełnego i niecałkowitego spalania.



Rys. 7.9. Parametry rozruchu silników produkcji WSW Andoria

t_{gr} — graniczna temperatura rozruchu, $t_{gr\ św.}$ — graniczna temperatura rozruchu przy użyciu świec płomiennych, $t_{gr\ pł.}$ — graniczna temperatura rozruchu przy użyciu płynu, 6C107 — silnik bez doładowania, 6CT107.1 — silnik doładowany, o zmniejszonym stopniu sprężania $\varepsilon = 15,2$ i kącie wyprzedzenia wtrysku 27° przed GMP, 6CT107.2 — silnik doładowany, o obniżonym stopniu sprężania $\varepsilon = 15,2$ i kącie wyprzedzenia wtrysku 16° przed GMP, czas — działanie urządzenia ułatwiającego rozruch

Badania wpływu na właściwości rozruchowe płynów ułatwiających rozruch przeprowadzono jedynie dla silnika bez doładowania. Stwierdzono zadowalającą skuteczność płynu, ale jego działanie ma też negatywne skutki eksploatacyjne, m.in. znacznie szybciej zużywają się wkłady łożysk korbowodowych (wybijanie się). Spowodowane jest to gwałtownym przyrostem ciśnienia w cylindrze w wyniku wybuchu mieszaniny palnej i płynu rozruchowego, co doraźnie zapewnia skuteczny rozruch, lecz w eksploatacji jest zjawiskiem niepożądanym.

Jak wynika z przedstawionych rozważań, rozruch turbodoładowanych silników wysokoprężnych nastręcza pewne problemy. Jest to spowodowane zwiększonymi oporami w układzie dolotowym, jakie stwarza wirnik sprężarki, który z racji swojej bezwładności nie obraca się, nie dopuszczając powietrza do silnika w chwili rozpoczynania rozruchu. Drugim powodem pogorszenia właściwości rozruchowych jest zmniejszanie stopnia sprężania w silnikach doładowanych, mające na celu poprawę sprawności silnika w obszarze średnich i dużych prędkości obrotowych, bez przekraczania dopuszczalnych naprężeń cieplnych i mechanicznych.

Problemy te można opanować za pomocą zabiegów regulacyjnych lub też stosując urządzenia ułatwiające rozruch, jak to wynika z rys. 7.9, a uzyskiwane temperatury rozruchu pozwalają na eksploatację silników w naszej strefie klimatycznej. Należy przy tym pamiętać, żeby zastosowane rozwiązanie nie miało szkodliwych skutków ubocznych, np. w postaci skrócenia przebiegów międzynaprawczych silnika.

Turbodoładowanie silnika systemu Hyperbar może zapewnić jego rozruch nawet w temperaturze -50°C. Uruchomienie silnika „turbinowego" w małym stopniu utrudnia obniżona temperatura otoczenia. Po jego uruchomieniu do kolektora dolotowego jest doprowadzone powietrze sprężone i częściowo podgrzane w sprężarce, co zapewnia udany rozruch silnika.

W przypadku opisanego wcześniej silnika o wtrysku bezpośrednim przy jego turbodoładowaniu było konieczne zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku o 1°OWK na każde 0,003 MPa nadciśnienia doładowania [43]. Świadczy to o korzystnym wpływie doładowania na proces tworzenia mieszaniny palnej w silniku i to zarówno w wyniku zwiększonej turbulencji powietrza, jak i podwyższonej jego temperatury, co pozwala na lepsze odparowanie wtryśniętego do komory spalania paliwa i — jak wykazały badania rozruchowe (rys. 7.9) — jest konieczne do poprawy skuteczności rozruchu.

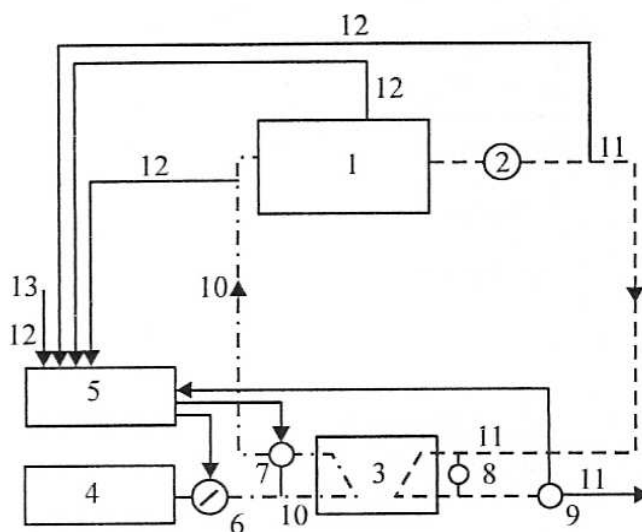
7.3. Recyrkulacja i toksyczność spalin

Tendencje rozwojowe współczesnych silników o zapłonie samoczynnym są determinowane — jak wspomniano wcześniej — głównie dwoma czynnikami: ochroną środowiska naturalnego i oszczędnością paliw płynnych [40]. Czynniki te wpływają w sposób zasadniczy na konstrukcję silników wysokoprężnych oraz ich właściwości eksploatacyjne. Ogólnie znanym sposobem poprawy parametrów roboczych silników oraz obniżenia toksyczności gazów spalinowych jest ich

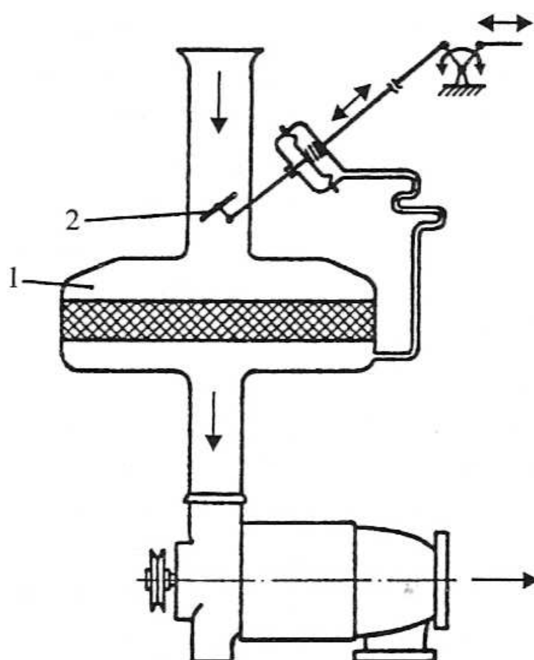
doładowanie. W najnowszej generacji szybkoobrotowych silników wysokoprężnych, które spełniają wszystkie bardzo rygorystyczne wymagania, stosuje się silniki o wtrysku bezpośrednim, turbodoładowane z chłodzeniem powietrza doładowującego (TDI). Zastosowanie wtrysku bezpośredniego umożliwia spełnienie obydwu postulatów, gdyż jest to najbardziej ekonomiczny sposób spalania, a co za tym idzie silnik wydziela najmniejszą ilość spalin na jednostkę wyprodukowanej mocy i tym samym mniej szkodliwych składników jest wydalanych do atmosfery. Turbodoładowanie przez zwiększenie masy powietrza doprowadzonego do silnika przy znacznej jego turbulencji pozwala na lepsze przygotowanie mieszaniny palnej paliwa z powietrzem i tym samym lepszy przebieg spalania. Dodatkowe schłodzenie powietrza doładowującego poprawia napełnienie cylindra i tym samym stwarza lepsze warunki przygotowania mieszaniny palnej.

W silnikach tych istnieją bardzo korzystne warunki do tworzenia się tlenków azotu w wyniku wysokich temperatur oraz znacznego nadmiaru powietrza. W związku z tym, że doładowaniu będzie zawsze towarzyszyć nadmiar powietrza, pozostaje jako jedyna droga obniżenie maksymalnych temperatur spalania [39]. Można to zrealizować doprowadzając ze świeżym ładunkiem pewną ilość substancji o większej pojemności cieplnej niż mieszanka paliwo-powietrzna (spaliny). W układach recyrkulacji spalin tę zwiększoną pojemność cieplną wykorzystuje się do obniżenia maksymalnych temperatur spalania, a tym samym do ograniczenia emisji NO_x. Doprowadzenie pewnej ilości spalin powoduje rozcieńczenie ładunku zawartego w cylindrze, wydłużenie czasu spalania i wzrost emisji węglowodorów, tlenku węgla i cząstek stałych w wyniku zwiększenia się strefy wygaszania płomienia na ściankach komory spalania. Następuje też niewielkie zwiększenie jednostkowego zużycia paliwa [39].

Sposób recyrkulacji spalin oraz jego wpływ na parametry operacyjne silnika wysokoprężnego łatwo jest prześledzić na podstawie systemu doładowania Comprex. Na rysunku 7.10 przedstawiono schemat elektronicznego układu sterującego doładowarką Comprex z uwzględnieniem warunków rozruchu i upustu spalin podczas normalnej pracy silnika z całkowitym lub częściowym



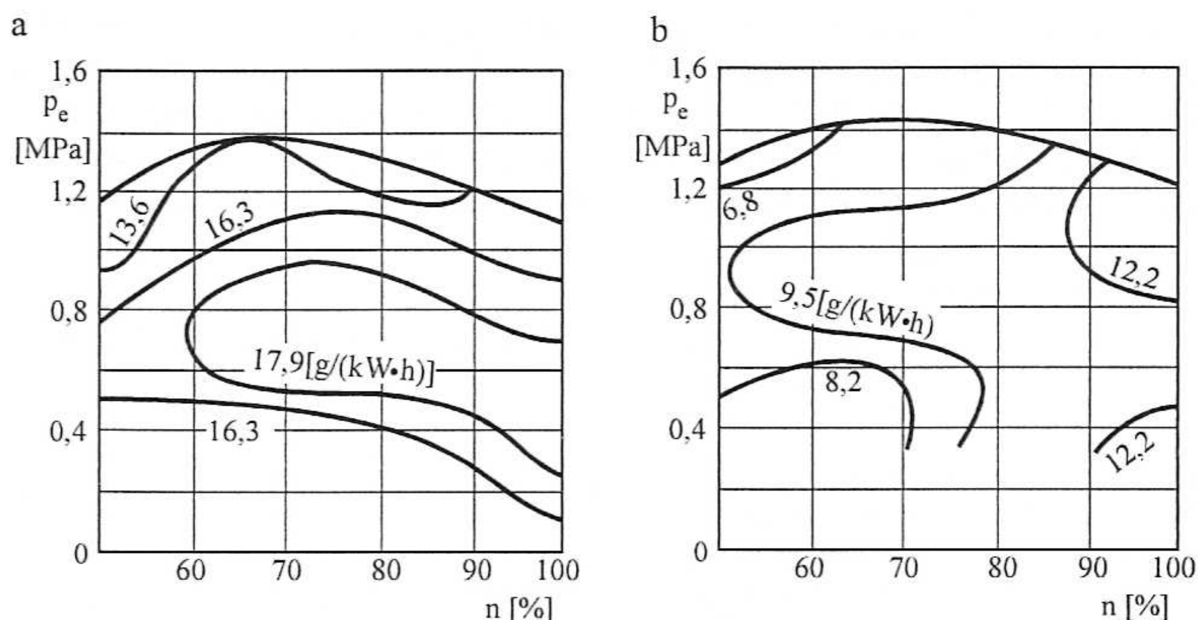
Rys. 7.10. Schemat elektronicznego sterowania doładowarką Comprex
1 — silnik, *2* — zawór recyrkulacji spalin, *3* — doładowarka Comprex, *4* — filtr powietrza, *5* — elektroniczny układ sterujący, *6* — przepustnica dławiąca, *7* — zawór rozruchowy, *8* — zawór upustu spalin, *9* — sonda lambda, *10* — powietrze, *11* — spaliny, *12* — sygnały sterujące, *13* — pomiar współczynnika napełniania η_V



Rys. 7.11. Schemat regulacji recyrkulacji spalin w systemie Comprex [23]
1 — filtr, *2* — przepustnica

obciążeniem, zaopatrzonego w sondę lambda. Schemat regulacji recyrkulacji spalin pokazano na rys. 7.11.

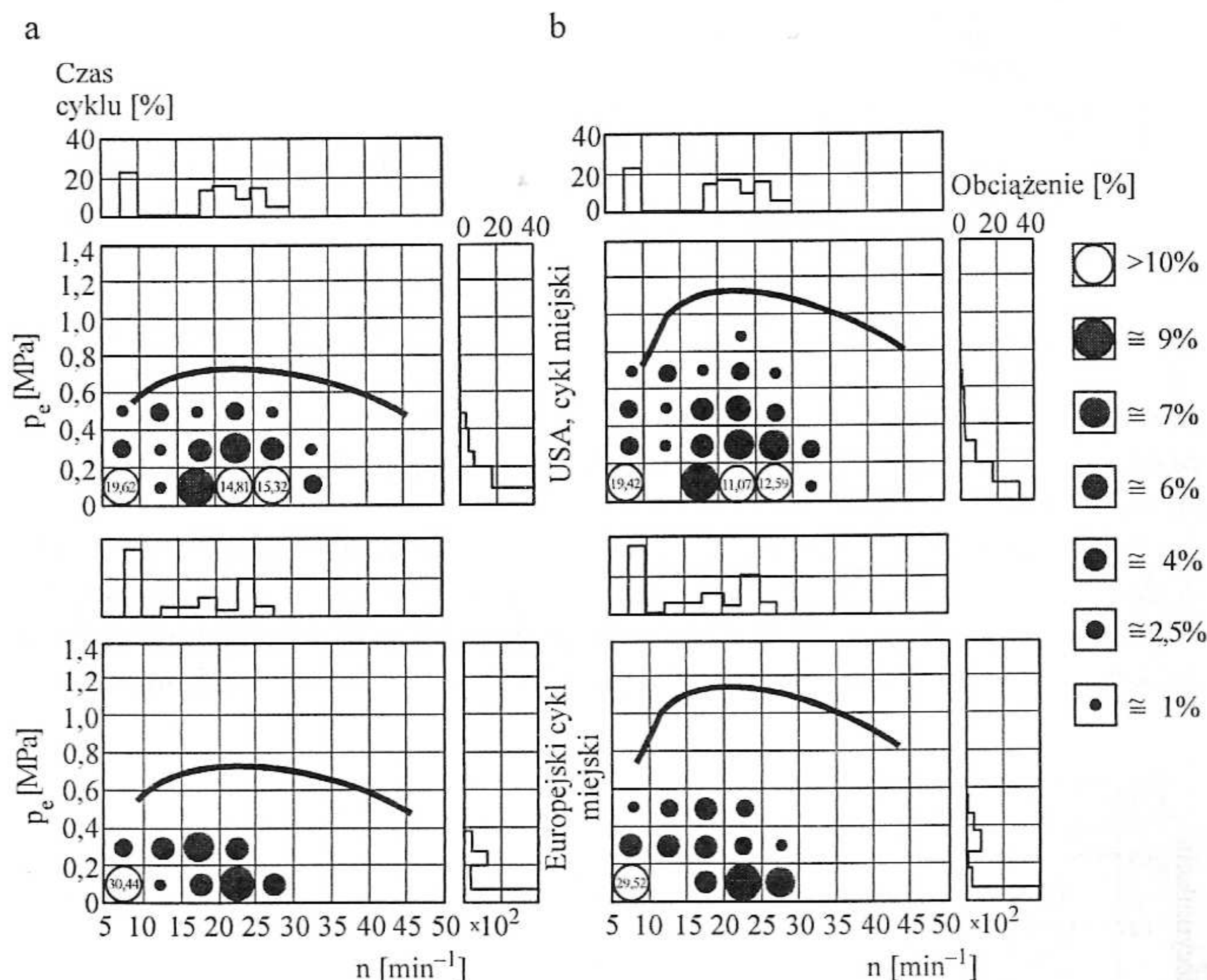
W obecnie eksploatowanych silnikach wysokoprężnych poważny problem stanowi — jak już wspomniano wcześniej — zawartość tlenków azotu w spalinach. Są to składniki toksyczne, których obecność wynika z działania wielu czynników towarzyszących tworzeniu mieszaniny palnej i spalaniu. Doładowanie Comprex już w swoim założeniu pozwala na dość łatwe zrealizowanie recyrkulacji spalin (dzięki bezpośredniej ich styczności z powietrzem doładowującym), a tym samym na zmniejszenie zawartości NO_x w spalinach przez



Rys. 7.12. Zawartość NO_x w spalinach
a — silnik turbodoładowany — test 13-stopniowy 17,6 g/(kW · h), jednostkowe zużycie paliwa 215 g/(kW · h); *b* — silnik z doładowaniem Comprex z recyrkulacją spalin — test 13-stopniowy 10 g/(kW · h), jednostkowe zużycie paliwa 224 g/(kW · h).

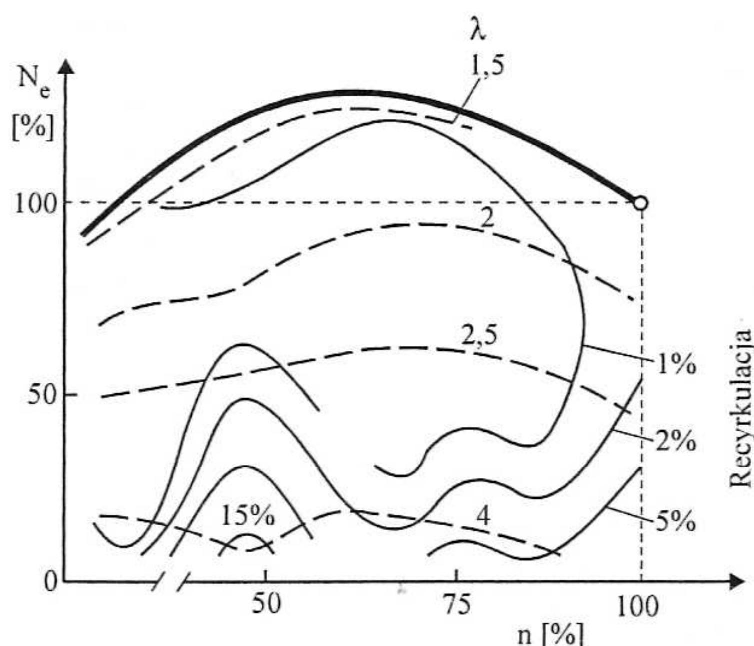
obniżenie maksymalnej temperatury spalania. Korzystny wpływ doładowania Comprex na zmniejszenie zawartości NO_x w spalinach pokazano na rys. 7.12.

Silnik turbodoładowany bez recyrkulacji spalin jest porównywany z silnikiem doładowanym Comprex i recyrkulacją spalin. Przy doładowaniu Comprex uzyskano zmniejszenie zawartości NO_x z 17,9 do 9,5÷12,2 g/(kW·h), porównując maksymalne zawartości toksyny. Natomiast porównanie wg testu kalifornijskiego (13-stopniowego) wykazało zmniejszenie z 17,0 g/(kW·h) (12,5 g/KMh) do 9,7 g/(kW·h) (7,15 g/KMh).



Rys. 7.13. Porównanie amerykańskiego i europejskiego cyklu badawczego
a — silnik wolnossący 3,0 dm^3, *b* — silnik z doładowaniem Comprex, 2,0 dm^3

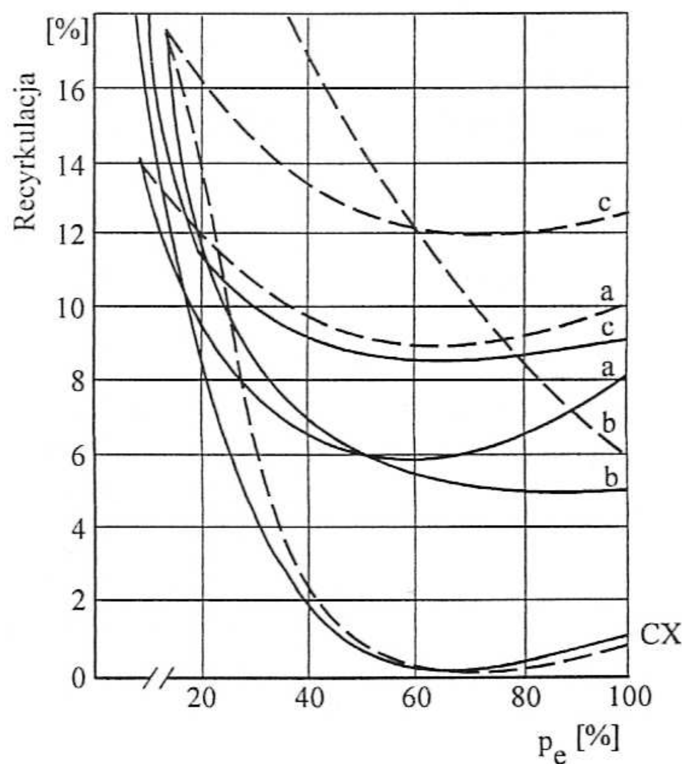
Dla lepszego zobrazowania, na rysunku 7.13 porównano cykl miejski USA z cyklem miejskim europejskim na przykładzie silnika wolnossącego o pojemności 3,0 dm^3 i silnika doładowanego Comprex o pojemności 2,0 dm^3, z chłodzeniem powietrza doładowującego. Na obszarze charakterystyki uniwersalnej przedstawiono procentowe wykorzystanie poszczególnych pól obciążenia przez silnik w trakcie jazdy w danym cyklu. Powierzchnia krążków odpowiada procentowemu udziałowi odpowiedniego pola w czasie pracy silnika. Jak widać z przytoczonego porównania, obydwa silniki w trakcie cyklu miejskiego pracują ze średnimi obciążeniami i średnimi prędkościami obrotowymi.



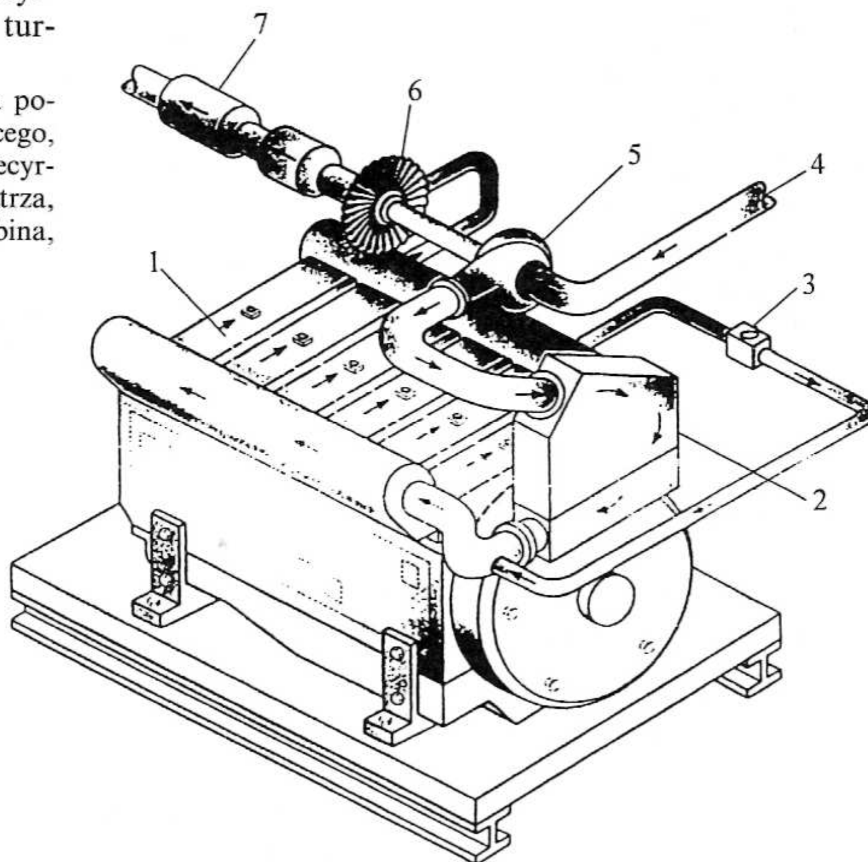
Rys. 7.14. Recyrkulacja spalin w przypadku doładowania Comprex

Recyrkulację spalin przy doładowaniu Comprex na tle charakterystyki uniwersalnej z naniesionymi liniami stałych wartości współczynnika nadmiaru powietrza przedstawiono na rys. 7.14. Widać, że recyrkulacja spalin nie przekracza 2% przy całkowitym obciążeniu silnika, a jej wpływ na zmniejszenie zawartości NO_x jest znaczny.

Podobnie przedstawia się sytuacja w odniesieniu do charakterystyk obciążeniowych silnika (rys. 7.15). Najniższa wartość recyrkulacji występuje przy znamionowej prędkości obrotowej i przy obciążeniu znamionowym (co wynika też z rys. 7.14), natomiast przy obciążeniach częściowych, nie przekraczających



Rys. 7.15. Recyrkulacja spalin na charakterystyce obciążeniowej
—— znamionowa prędkość obrotowa,
- - - - 60% znamionowej prędkości obrotowej
CX — wykonanie standardowe, *a*, *b* i *c* — różne stopnie recyrkulacji

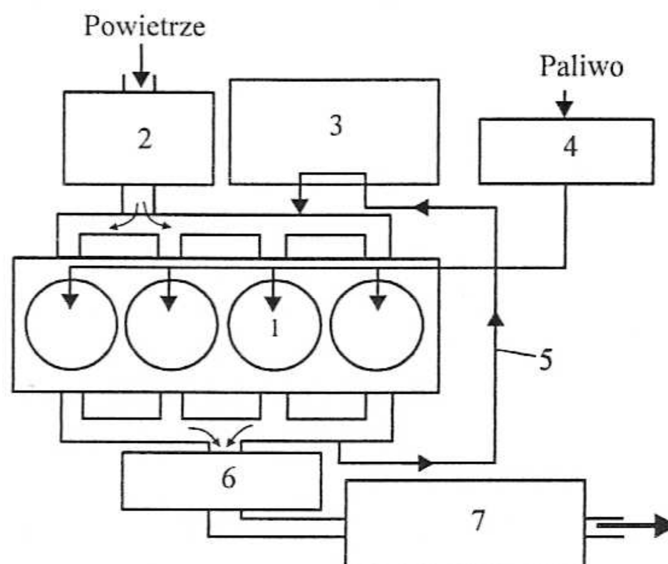


Rys. 7.16. Schemat recyrkulacji spalin w silniku turbodoładowanym
1 — silnik, *2* — chłodnica powietrza doładowującego, *3* — zawór sterowania recyrkulacją, *4* — wlot powietrza, *5* — sprężarka, *6* — turbina, *7* — tłumik

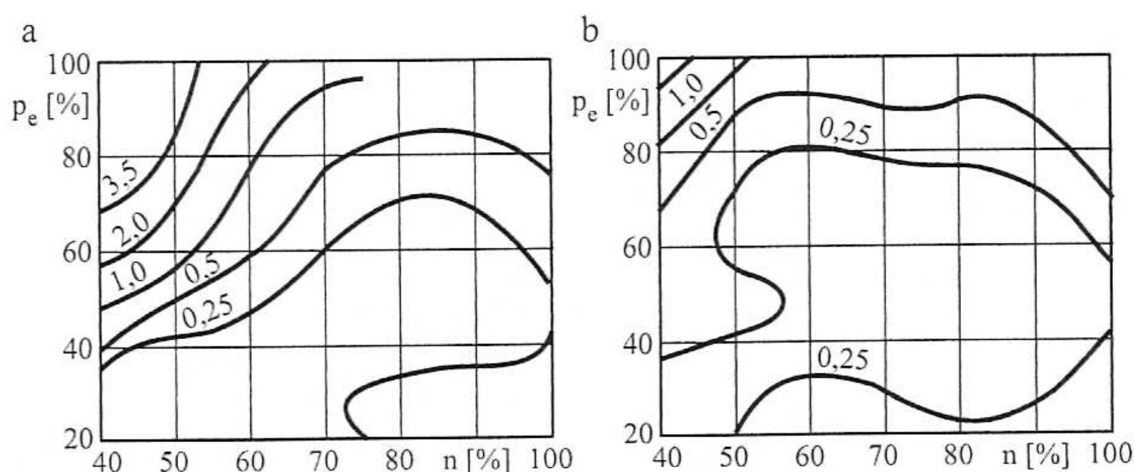
20% całkowitego obciążenia, recyrkulacja dochodzi do 16%. Dla wykonania standardowego po przekroczeniu 40% obciążenia ilość recyrkulowanych spalin gwałtownie się zmniejsza, nie przekraczając 1% w zakresie obciążeń 50 ÷ 100%.

W silnikach turbodoładowanych recyrkulacja spalin odbywa się wg schematu przedstawionego na rys. 7.16.

Ponieważ w nowoczesnych silnikach o zapłonie iskrowym i wtrysku bezpośrednim występują podobne problemy z tlenkami azotu, jak w silnikach wysokoprężnych (z racji dużego współczynnika nadmiaru powietrza), niezbędna jest recyrkulacja spalin. Schemat takiej recyrkulacji przedstawiono na rys. 7.17.



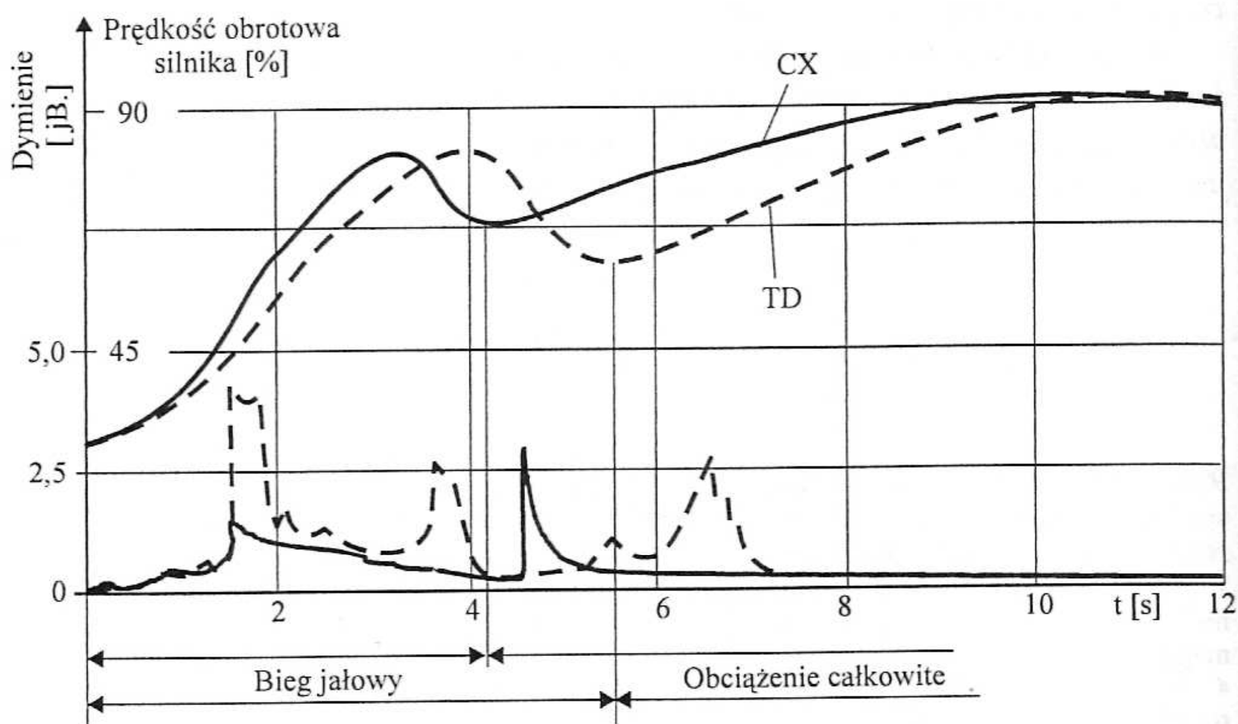
Rys. 7.17. Schemat recyrkulacji spalin w silniku o zapłonie iskrowym i wtrysku bezpośrednim
1 — silnik, *2* — elektroniczne sterowanie przepustnicą, *3* — zawór elektromagnetyczny recyrkulacji spalin, *4* — układ wtryskowy, *5* — układ recyrkulacji spalin, *6* — reaktor katalityczny potrójnego działania, *7* — konwerter gromadzący tlenki azotu z funkcją potrójnego działania



Rys. 7.18. Porównanie zadymienia spalin silnika turbodoładowanego (*a*) i z doładowaniem Comprex (*b*)

Parametrem, który świadczy o sposobie przygotowania mieszaniny palnej oraz o przebiegu procesu spalania, jest zadymienie spalin. Porównanie zadymienia spalin silnika turbodoładowanego i silnika z doładowaniem Comprex przedstawiono na rys. 7.18. Widać wyraźnie korzystniejszy przebieg linii stałego zadymienia spalin w silniku z doładowaniem Comprex. Obszar o zadymieniu większym niż 1,0 (w jednostkach Boscha) w silniku turbodoładowanym stanowi 25% pola pracy, a w silniku z doładowaniem Comprex nie przekracza 5%. Przedstawione wyniki odnoszą się do sytuacji statycznej, tj. charakterystyki zewnętrznej w stanie ustalonym.

Równie korzystnie porównanie to przedstawia się w stanach nieustalonych, co pokazano na rys. 7.19. Górne krzywe przedstawiają przebieg rozpędzania

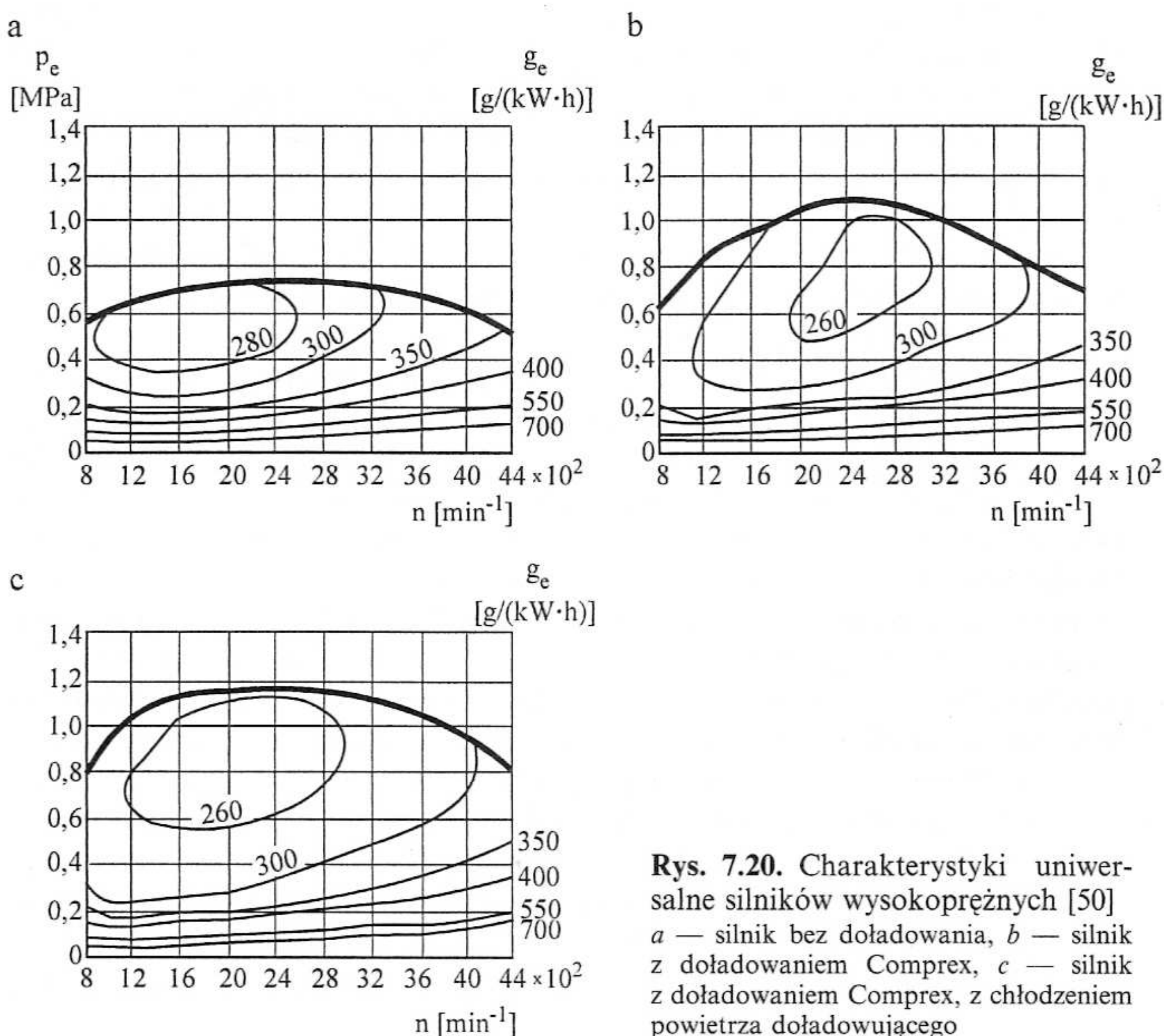


Rys. 7.19. Zadymienie spalin silnika turbodoładowanego (linia TD) oraz z doładowaniem Comprex (linia CX) w trakcie rozpędzania

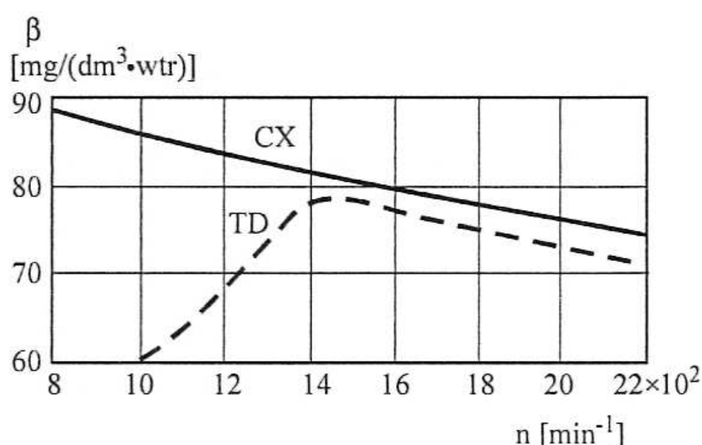
sprężarek, przy czym występuje charakterystyczne zmniejszenie prędkości, związane z rozpoczęciem sprężania powietrza przez turbosprężarkę. Również zadymienie spalin (krzywe dolne) przedstawia się znacznie korzystniej w przypadku doładowania Comprex, gdyż jedynie podczas rozpędzania pod całkowitym obciążeniem zadymienie jest równe co do wartości z zadymieniem w silniku turbodoładowanym.

7.4. Ekonomiczność pracy silnika

Ogólnie przyjęto, że wskaźnikiem ekonomiczności pracy silnika jest jednostkowe zużycie paliwa, gdyż mówi o tym, ile energii chemicznej zawartej w paliwie trzeba zużyć do wyprodukowania jednostki mocy przez silnik. Jednocześnie zużycie paliwa jest odwrotnie proporcjonalne do sprawności ogólnej. Porównanie właściwości ekonomicznych silników wysokoprężnych przedstawiono za pomocą charakterystyk uniwersalnych pokazanych na rys. 7.20.



Rys. 7.20. Charakterystyki uniwersalne silników wysokoprężnych [50]
a — silnik bez doładowania, *b* — silnik z doładowaniem Comprex, *c* — silnik z doładowaniem Comprex, z chłodzeniem powietrza doładowującego



Rys. 7.21. Porównanie względnego zużycia paliwa

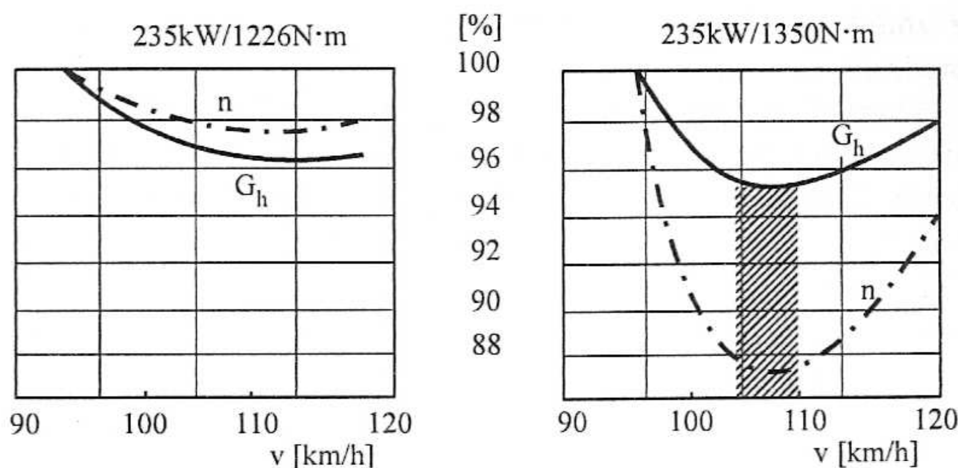
W silniku doładowanym, z chłodzeniem powietrza doładowującego, obszar najmniejszego zużycia paliwa 260 g/(kW · h) jest wyraźnie największy i położony bardzo korzystnie, bo w rejonie małych oraz średnich prędkości obrotowych. Obszar minimalnego jednostkowego zużycia paliwa zajmuje około 25% pola pracy silnika i obejmuje zakres najczęściej wykorzystywanych obciążeń oraz prędkości obrotowych. Takie usytuowanie warstwic stałego jednostkowego zużycia paliwa wpływa bardzo korzystnie na eksploatacyjne zużycie paliwa samochodu napędzanego tym silnikiem.

Ogólny pogląd na ekonomiczność pracy silnika z doładowaniem Comprex daje charakterystyka zużycia paliwa przypadającego na jednostkę objętości skokowej silnika i jeden cykl pracy (rys. 7.21). W tym porównaniu korzystniej wypada turbodoładowanie, szczególnie w zakresie małych prędkości obrotowych, ale jest oczywiste, że wcześniej opisane zalety doładowania Comprex muszą być czymś okupione.

Szerszą ocenę parametrów roboczych silników może dać zestawienie ich charakterystyk uniwersalnych, na których można porównywać obszary ekonomicznej pracy poza przebiegiem momentu obrotowego i mocy, co pozwala dobrać silnik odpowiedni do określonych zadań. Charakterystyki te pokazano na rys. 7.20, na którym obszar małego jednostkowego zużycia jest wyraźnie widoczny.

Jak wynika z danych i charakterystyk przedstawionych w rozdziałach 2., 3., 4. i 5., poza doładowaniem mechanicznym wszystkie pozostałe omówione rodzaje doładowania wpływają korzystnie na wskaźniki ekonomiczne silników doładowanych. Szczególnie korzystny wpływ ma doładowanie kombinowane z chłodzeniem powietrza doładowującego (TDI), co wynika z charakterystyk uniwersalnych przedstawionych w rozdziale 3. i 4. oraz z rysunku 7.22, przedstawiającego zużycie paliwa na 100 km dla tego samego pojazdu w wersji turbodoładowanej silnika i z doładowaniem kombinowanym. Widać, że różnice w minimalnym zużyciu paliwa sięgają 14% przy korzystniejszym przebiegu krzywej zużycia w miarę zwiększania prędkości pojazdu.

Porównanie parametrów silników w przypadku doładowania mechanicznego i turbodoładowania przedstawiono na rysunku 2.8. Widać wyraźnie znacznie mniejszą sprawność ogólną silników z doładowaniem mechanicznym dla obydwóch wartości sprężu, natomiast szczególnie korzystnie kształtuje się zadymienie spalin.



Rys. 7.22. Porównanie eksploatacyjnego zużycia paliwa silnika napędzającego pojazd o masie 38 t

a — silnik turbodoładowany, *b* — silnik z doładowaniem kombinowanym
n — prędkość obrotowa silnika [%], G_h — godzinowe zużycie paliwa [%], ///// — najkorzystniejszy obszar pracy silnika

7.5. Właściwości dynamiczne

Elastyczność silnika trakcyjnego wyraża jego zdolność do przystosowania się do zmiennych obciążeń oraz prędkości obrotowych. Określa ona zdolność silnika do przyspieszania pod obciążeniem.

Właściwości dynamiczne silników turbodoładowanych omówiono szczegółowo w podrozdziale 3.3, natomiast niżej porównano te właściwości z właściwościami doładowania Comprex.

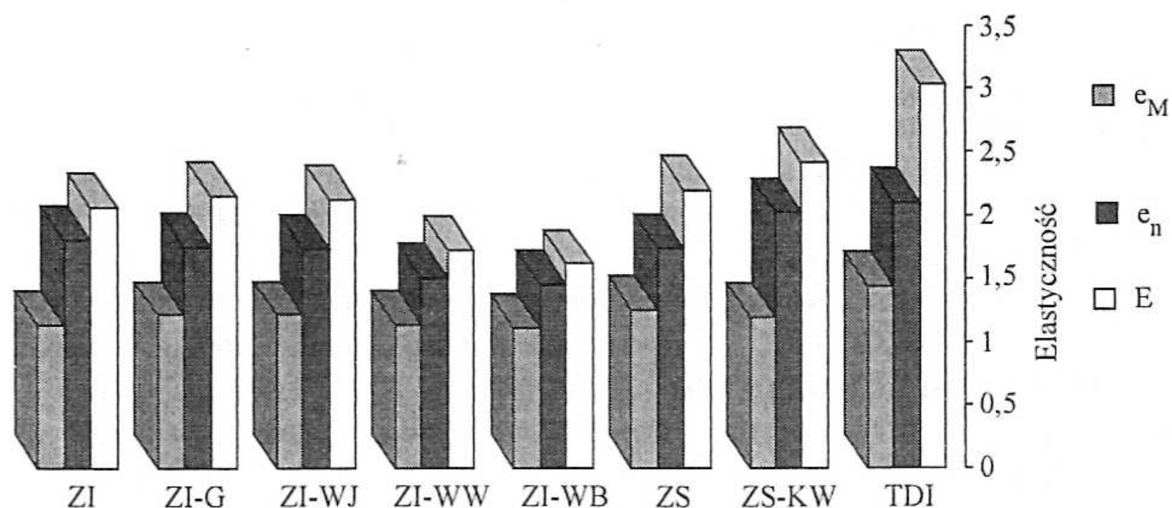
Znacznie korzystniejsze są właściwości dynamiczne samochodu i silnika z doładowaniem Comprex (rys. 6.33). Przebiegi rozpędzania silnika turbodoładowanego i silnika z doładowaniem Comprex napędzających ten sam samochód (16-tonowy Saurer 5 DF) różnią się od siebie w sposób zasadniczy. W przypadku doładowania Comprex nie występuje charakterystyczne „falowanie" prędkości związane z cechami organicznymi turbodoładowania. Wspomniany wyżej silnik Comprex ma znacznie lepsze właściwości dynamiczne, gdyż np. pojazd z tym silnikiem prędkość 30 km/h uzyskuje po 18 s, podczas gdy z silnikiem turbodoładowanym po 37 s, co daje średnio przyspieszenie odpowiednio 0,462 m/s^2 i 0,225 m/s^2.

Podobnie korzystnie, w porównaniu z turbodoładowaniem, kształtują się właściwości dynamiczne silników z doładowaniem kombinowanym (patrz rozdz. 5.), w których luki turbodoładowania wypełnia doładowanie dynamiczne. Ponieważ silniki te są w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnikami o prawie stałej mocy lub stałym momencie, ilość niezbędnych przełączeń skrzynki biegów zmniejsza się o 24%, co znacznie ułatwia pracę kierowcy.

W wyniku przeprowadzonych badań statystycznych większych próbek poszczególnych rodzajów silników stwierdzono, że obiegowe opinie o dużej elastyczności silników o zapłonie iskrowym i małej silników o zapłonie

samoczynnym nie znajdują odbicia w rzeczywistości. Stan faktyczny w tej dziedzinie przedstawiono na rysunku 7.23 i w tablicy 7.1.

Jak wynika z tego rysunku, średnia wartość elastyczności całkowitej silników o zapłonie iskrowym (obliczona dla 206 silników), wynosząca 2,072 [51], jest mniejsza o 6% od średniej elastyczności silników o zapłonie samoczynnym (obliczonej dla 84 silników) i aż o 46% od elastyczności nowoczesnych silników wysokoprężnych TDI. Jeszcze gorzej wypadają te porównania, jeśli chodzi o nowoczesne silniki o wtrysku wielopunktowym, których elastyczność jest mniejsza o 76% od elastyczności silników TDI.



Rys. 7.23. Elastyczność silników spalinowych

ZI — silniki o zapłonie iskrowym, G — silniki gaźnikowe, WJ — wtrysk jednopunktowy, WW — wtrysk wielopunktowy, WB — wtrysk bezpośredni, ZS — silniki o zapłonie samoczynnym, KW — komora wirowa, TDI — turbodoładowane, wtrysk bezpośredni, e_M — elastyczność momentu obrotowego, e_n — rozpiętość prędkości obrotowej, E — elastyczność całkowita

Tabl. 7.1. Elastyczność silników spalinowych

Silnik	ZI	ZI-G	ZI-WJ	ZI-WW	ZI-WB	ZS	ZS-KW	TDI
e_M	1,14	1,222	1,22	1,141	1,11	1,259	1,195	1,441
e_n	1,818	1,761	1,745	1,511	1,462	1,744	2,023	2,101
E	**2,072**	**2,153**	**2,129**	**1,724**	**1,622**	**2,195**	**2,417**	**3,027**

Oznaczenia patrz podpis pod rysunkiem 7.23.

Szczególnie nisko w przedstawionym porównaniu plasują się bardzo nowoczesne silniki benzynowe o bezpośrednim wtrysku paliwa. Wynika to z niedoskonałości techniki i technologii, niemniej jednak wydaje się, że jest to rozwiązanie perspektywiczne. Dotychczas przywiązywano szczególną wagę do zmniejszenia toksyczności spalin, stąd poszukiwania nowych systemów zasilania silnika powietrzem i paliwem, a do problemu elastyczności przykładano mniejszą wagę. Wydaje się, że problem ten zostanie z powodzeniem rozwiązany w silnikach

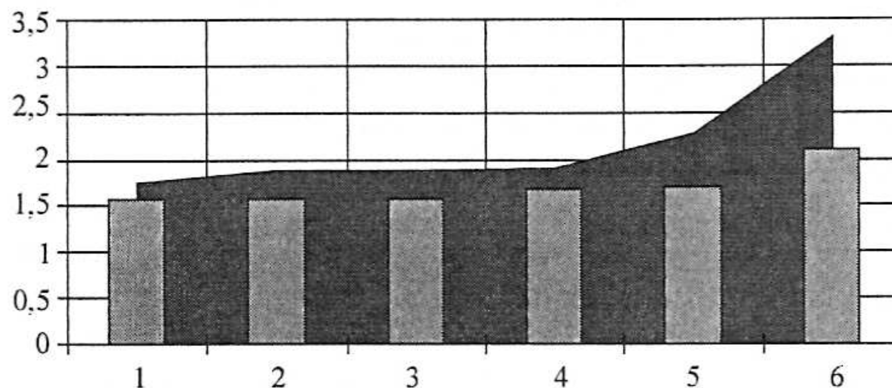
benzynowych, z jednoczesnym zachowaniem dotychczasowych osiągnięć w dziedzinie ochrony środowiska.

Wpływ różnych rodzajów doładowania na elastyczność silników o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim na przykładzie silnika SW 680 (Leyland) przedstawiono w tablicy 7.2 i na rysunkach 7.24 oraz 7.25.

Tabl. 7.2. Wartości współczynnika elastyczności badanych silników

Lp.	Silnik	e_M	e_n	E	Uwagi
1	SW 680/1	1,107	1,571	1,740	wolnossący
2	SW 680/17	1,200	1,571	1,880	turbodoładowany
3	SW 680/J	1,200	1,571	1,880	turbodoładowany, wersja I. Lotnictwa
4	SW 680/M.	1,130	1,692	1,911	doładowanie dynamiczne, wersja KEPS
5	SW 680/ML	1,333	1,712	2,282	doładowanie kombinowane, KEPS
6	SW 680/DM	1,571	2,100	3,299	doładowanie sekwencyjne, KEPS

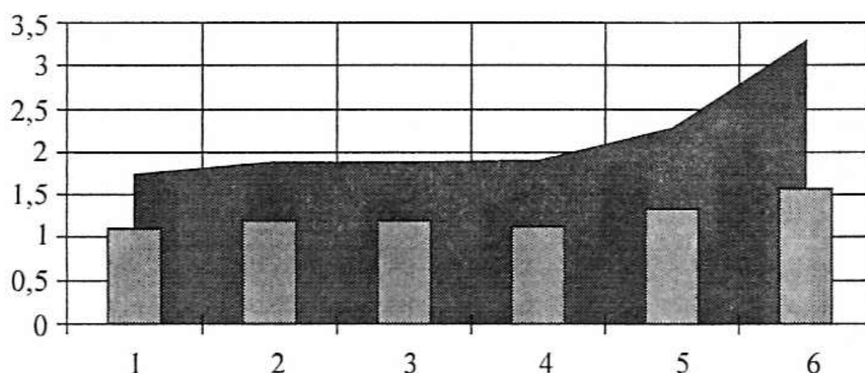
Pierwsze dwa silniki z tablicy 7.2 to wersje produkcyjne, pozostałe to wersje badawcze.



Rys. 7.24. Wpływ współczynnika rozpiętości prędkości obrotowej e_n (słupki) badanych silników na wartość współczynnika elastyczności E (tło); numery silników jak w tablicy 7.2

Silniki uszeregowano wg rosnącej wartości współczynnika elastyczności. Widać przy tym, że większy wpływ na wartość współczynnika elastyczności ma rozpiętość prędkości obrotowej (rys. 7.24) niż rozpiętość momentu obrotowego (rys. 7.25).

Wpływ obydwu omawianych czynników na elastyczność całkowitą przedstawiony na rys. 7.24 i 7.25 jest typowy dla współczesnych silników wysokoprężnych. Można się spodziewać, że w przypadku doładowania Comprex silnik bez problemów uzyskałby wartość współczynnika elastyczności równą 3,5.



Rys. 7.25. Wpływ współczynnika rozpiętości momentu obrotowego e_M badanych silników (słupki) na wartość współczynnika elastyczności E (tło); numery silników jak w tablicy 7.2

7.6. Awaryjność urządzeń doładowujących

Z braku dostępnych danych co do innych urządzeń oraz z uwagi na powszechność stosowania ograniczono się do omówienia wpływu awaryjności turbosprężarek na eksploatację silnika. Duża prędkość obrotowa wirników, wynosząca $40\,000 \div 180\,000$ min^{-1} oraz wysoka temperatura spalin, dochodząca do 700°C, sprawiają, że turbosprężarka jest zespołem bardzo czułym na wszelkie odstępstwa od przyjętych warunków eksploatacji.

Wyrównoważanie statyczne i dynamiczne oraz właściwe smarowanie są najskuteczniejszymi wskaźnikami jej poprawnego funkcjonowania. Wyrównoważenie wirników oraz wału musi zapewnić możliwie idealny ruch osiowy z ewentualnym niewielkim promieniowym momentem.

Dopuszczalne wartości niewyrównoważania wirników turbosprężarek kilku znanych wytwórni przy dopuszczalnych prędkościach obrotowych wirnika omówiono już wcześniej w rozdziale 3.

W obrębie łożysk nie mogą występować zakłócenia wirowania, gdyż powodują one znaczną niewspółosiowość wirowania wału. Spowodowana jest ona najczęściej wadami smarowania lub niewłaściwym wyrównoważeniem wirnika. Dokładne pasowanie części, przy dużych prędkościach obrotowych i wysokiej temperaturze pracy wymagają stałego dostarczania czystego smaru. W przypadku niewystarczającego smarowania w czasie pracy silnika z całkowitym obciążeniem może nastąpić styk części wirujących i nieruchomej, co prowadzi do poważnego uszkodzenia zespołu.

Najczęściej występujące przyczyny uszkodzenia turbosprężarek to:
— brak smarowania lub niewystarczające smarowanie,
— zanieczyszczony olej,
— brud i obce ciała na wlocie i wylocie z turbosprężarki,
— wysoka temperatura na wylocie z turbiny,
— wysokie ciśnienie na wylocie z turbiny,
— wady materiału i wykonania.
— niewystarczające smarowanie.

Olej poza smarowaniem współpracujących powierzchni ma również za zadanie ich chłodzenie. Brak lub niewystarczające smarowanie przyczyniają się głównie do powiększenia luzów wału oraz uszkodzenia łożysk, co w następstwie może doprowadzić do styku wirników z obudową, zgięcia lub złamania wału, zniszczenia uszczelnień. W przypadku stwierdzenia niewłaściwego smarowania należy sprawdzić
— ciśnienie oleju dostarczanego do turbosprężarki,
— drożność dopływu oleju z silnika,
— rodzaj i stan fizyczny oleju,
— działanie zaworu olejowego turbosprężarki.

Przegrzanie turbosprężarki powoduje, że łożyska będą zdeformowane i porysowane, a otwory olejowe i rowki uszkodzone. Wtórnymi uszkodzeniami, które mogą powstać, są:
— zakleszczenie i uszkodzenie wirnika sprężarki,
— uszkodzenie wirnika turbiny,
— zgięcie lub pęknięcie wału,
— zniszczenie uszczelnień w obudowie,
— całkowite zniszczenie łożysk oporowych i poprzecznych.

Zanieczyszczenie smaru powoduje zawsze niedrożność wewnętrznych kanałów oleju i przyczynia się do niewystarczającego smarowania. Brud i zanieczyszczenia dostają się najczęściej wskutek konieczności ominięcia filtra lub zaworu na turbosprężarce w wyniku zbyt niskiego ciśnienia w układzie smarowania. Zanieczyszczony olej powoduje przede wszystkim porysowanie wału, zatkanie kanałów oleju, porysowanie i porowkowanie łożysk. Jako wtórne pojawiają się uszkodzenia uszczelnień, osady węglowe na wale, wirnikach turbiny i sprężarki, złe smarowanie, zatarcie wału, niewspółosiowość wału oraz w konsekwencji styk wirników z obudową.

Brud i obce ciała na wlocie i wylocie w sposób gwałtowny uszkadzają wirnik i turbiny sprężarki, powodując łamanie łopatek oraz poważne awarie. Ciała te dostają się najczęściej przez uszkodzone filtry powietrza. Jako pierwsze powstają erozja oraz uszkodzenia wirnika sprężarki, wżery lub deformacje wirnika turbiny.

Wysoka temperatura wylotowa, a więc przeciążenie cieplne turbiny, przyczynia się do zwęglania oleju smarnego, niewystarczającego smarowania, powoduje uszkodzenia końców łopatek turbiny oraz łożysk. Wysoka temperatura powoduje ponadto erozję obudowy turbiny, stwarza wżery i osady na jej tarczy, zatkanie kanałów olejowych oraz uszkodzenie uszczelnień. Jako wtórne mogą wystąpić brak smarowania i niewyważenie wirnika turbiny.

Wysokie ciśnienie wylotowe powoduje zwiększenie siły osiowej działającej na turbinę, wypychanie uszczelnień z rowków oraz ich przyspieszone zużycie w trakcie pracy turbosprężarki. Spowodowane jest ono ograniczonym wylotem spalin z turbiny.

Wady materiałów i wykonania wpływają na awarię turbosprężarki wtedy, kiedy musimy wykluczyć wszystkie omówione wyżej przyczyny. Najczęściej spotykaną wadą montażu jest źle zamocowana obudowa wirnika sprężarki lub

turbiny, powodująca styk łopatek z obudową, następnie złe zamocowanie wirników na wale, niewłaściwy montaż, luźne pierścienie osadcze. Najczęściej spotykane wady materiału to pęknięcie odlewu wskutek naprężeń cieplnych, złamanie łopatki, złamanie wirnika.

Po demontażu turbosprężarki najpierw sprawdza się stan wirników i obudowy, a następnie stan łożysk. Przy uszkodzonych wirnikach i jednoczesnym braku uszkodzeń łożysk można przypuszczać, że uszkodzenie jest spowodowane wadami wykonania, materiału lub obcymi ciałami na wlocie lub wylocie turbosprężarki. Uszkodzone łożyska sugerują pozostałe przyczyny awarii. Potem sprawdza się drożność kanałów olejowych, poprawne funkcjonowanie zaworu olejowego, stan filtrów oraz działanie samego silnika.

Literatura

[1] *Bauder R., Dorsch W., Mikulicz L., Pölzl H-W., Reuss Th.*: Der neue V6-TDI-Motor von Audi. MTZ 58 (1997) 10.

[2] *Benson R.S.*: Instationäre Stromung in verzweigten Systems. MTZ 1952, nr 1.

[3] *Benson R.S.*: A computer program for calculating the performance of interal combustion engine exhaust system. Proc. Inst. Mech. Engr. 1967—8 Vol./82 Pt 3 Pdp 10.

[4] *Bernhardt M., Michałowska J., Radzimirski S.*: Motoryzacyjne skażenia powietrza. WKŁ, Warszawa 1976.

[5] *Broome D.*: Induktion Ram. Automobile Engineer. April, May, June 1969.

[6] *Bujak J.Z.*: Ciśnienie doładowania a przyrost mocy w czterosuwowych silnikach Diesla. Wyd. Akademii Nauk Technicznych, Warszawa 1937.

[7] *Bujak J.Z.*: Contribution to the Discusion of. 4. Proc. I. Mech. E. 1945, vol. 153.

[8] *Büchi A.J.*: Geschichtliches über den Ursprung der Idee, einige grund-legende Patente und die ersten kommerziellen Anwendungen der Büchi-Abgasturboaufladung von Brennkraftmaschinen. MTZ 1957, nr 5.

[9] *Быков Н.Н.*: Выбор параметров и расчет маломощных турбин. Машиностроение, Москва 1972.

[10] *Capeti A.*: Efect of intake pipe on the volumetric efficiency an Internal-Combustion Engine. NACA TM, nr 501, Feb. 1929.

[11] *Хачиян А.С.*: Двигатели внутреннего сгорания. Машиностроение, Москва 1978.

[12] *Хачиян А.С.*: и др.: Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей. Машиностроение, Москва 1976.

[13] *Хачиян А.С.*: Робочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. Высшая школа, Москва 1986.

[14] *Croes N.*: Die Wirkungsweise der Taschen des Druckwellenladers Comprex. MTZ 1979, nr 40.

[15] *Cser G.*: Влияние впускного тракта на робочие показатели дизелей с непосредственным смесеобразованием. НАМИ Москва, JAFI Budapeszt 1972.

[16] *Cser G.*: Ein neuartiges Verfaren zur Verbesserung der Abgasturboaufladung. MTZ 1971, nr 10.

[17] *Cser G., Jenosdeak E.*: Über einige Fragen der dynamischen Aufladung von Dieselmotoren. Acta Sc. Hung. Technica 1976.

[18] *Cupiał K.*: Bezsprężarkowe doładowanie silników spalinowych. Silniki Spalinowe, nr 4/1972.

[19] *Cupiał K.*: Obliczenia numeryczne procesu wymiany ładunku. Silniki Spalinowe, nr 3/1975.

[20] *Cupiał K.*: Refleksja fal ciśnienia od otwartego końca kanału. ZN Politechniki Częstochowskiej, Mechanika, Częstochowa 1971.